

Universidad Carlos III de Madrid

Departamento de Ingeniería Mecánica



Proyecto Fin de Carrera

“MODELADO Y ANÁLISIS POR ELEMENTOS FINITOS DE UN EJE FERROVIARIO HUECO USANDO PRO-ENGINEER”

Ingeniería Industrial: Tecnologías Energéticas

Autor: María de los Ángeles Miguel Alcañiz

Directora: Dra. Cristina Castejón Sisamón

Tutor: Javier Urías Lorzil

- Leganés, octubre de 2011 -





Título: “Modelado y análisis por elementos finitos de un eje ferroviario hueco”

Autor: María de los Ángeles Miguel Alcañiz

Directora: Dra. Cristina Castejón Sisamón

Tutor: Javier Urías Lorzil

EL TRIBUNAL

Presidente: Jesús Meneses Alonso

Vocal: Josué Aranda Ruiz

Secretario: Efrén Díez Jiménez

Realizado el acto de defensa y lectura del Proyecto Fin de Carrera el día 26 de Octubre de 2011 en Leganés, en la Escuela Politécnica Superior de la Universidad Carlos III de Madrid, acuerda otorgarle la CALIFICACIÓN de _____.

VOCAL

SECRETARIO

PRESIDENTE





I.

Agradecimientos

En primer lugar, me gustaría agradecer a todos los que han participado en esta andadura conmigo, tal vez no de una manera muy visible, pero que han sido un gran apoyo y he compartido con ellos grandes alegrías y algún que otro fracaso.

En estos agradecimientos no puede faltar mi familia, porque gracias a ellos estoy aquí, a su sacrificio, su apoyo y, sobre todo, el tener que aguantar durante todo este aparentemente interminable tiempo mis cambios de humor, las largas horas frente al ordenador y seguir apoyándome hasta alcanzar el final del camino.

También querría agradecer a Cristina Castejón Sisamón, profesora del área de ingeniería mecánica y directora de este proyecto fin de carrera, porque gracias a ella comencé a trabajar en este tema, primero realizando un trabajo dirigido que más adelante evolucionaría al presente proyecto fin de carrera.

No podría olvidarme de la persona por la que este proyecto ha salido adelante. Muchas gracias a mi tutor de proyecto, Javier Urías Lorzil, guía y consejero en los momentos de duda.

A todos vosotros, muchas gracias por todo.





II.

Resumen y palabras clave





II. Resumen y palabras clave

II.i Resumen

El presente proyecto “Modelado y análisis por elementos finitos de un eje ferroviario hueco usando Pro-ENGINEER” se centra, como objetivo principal, en el modelado y análisis de un eje ferroviario empleando el software Pro-ENGINEER. En el proyecto se hace un recorrido general por la historia de los ferrocarriles, destacando la importancia de los estudios a fatiga para evitar o controlar posibles grietas que puedan surgir en los ejes con el transcurso del tiempo. También se introduce de manera resumida el software empleado para la realización del estudio del eje ferroviario.

Una vez situados en el marco del trabajo, se entra en detalle en el estudio del eje ferroviario. Se evalúan las restricciones a las que debe estar sometido el eje y se determina cuál es la combinación más cercana a la realidad. Una vez evaluadas las restricciones, se determinan las cargas que va a tener que soportar dicho eje. Y conocido todo esto, ya se realiza el modelado y los análisis pertinentes, tanto estáticos como a fatiga.

Por último, una vez realizadas las medidas en cuestión, se realiza la comparativa de los datos obtenidos de los análisis realizados, con datos de otros proyectos previos, donde se busca el comentar las ventajas de los ejes ferroviarios huecos frente a los ejes ferroviarios macizos.

II.ii Palabras Clave

Eje ferroviario, modelado, análisis por elementos finitos, Pro-ENGINEER, fatiga.



II.iii Abstract

The current project, “Modelado y análisis de un eje ferroviario hueco usando Pro-ENGINEER”, as the main goal, is focused on the modeling and analysis of a railway axle using the software Pro-ENGINEER. The project itself shows a general view about the history of railways, highlighting the importance of fatigue research in order to either avoid or control likely cracks to emerge from the axles with the passing of time. In the same way, the software previously mentioned is introduced summarized to carry out the research on the railway axle.

Once we are within the working situation itself day by day, the railway axle is studied in detail. The different restrictions, which the axles is related to, are evaluated and the closer combination to reality is determined. Once the restrictions have been evaluated, the loads that the axle will have to support are specified. All things considered, the appropriate modeling and analyses are carried out, not only static but also fatigue ones.

To conclude, once the concrete measurements have been done, the data comparative obtained from the analyses are fulfilled, including a series of data from some other previous projects, which the key issue will be the discussion on the advantages of the empty railway axles against the solid railway axles in.

II.iv Keywords

Railway axles, modeling, finite element analysis, Pro-ENGINEER, fatigue.



III.

Índices





Índice general

CAPÍTULO 1: OBJETIVOS Y CONTENIDOS DEL PROYECTO.....	23
1.1 Motivación.....	25
1.2 Objetivos.....	26
1.3 Fases de desarrollo	27
1.4 Estructura de la memoria.....	28
CAPÍTULO 2: EJES FERROVIARIOS	31
2.1 Introducción.....	33
2.2 Ejes de un vehículo.....	33
2.2.1 Características estructurales	34
2.2.2 Tipos de ejes.....	34
2.2.2.1 Eje motriz	34
2.2.2.2 Eje libre.....	34
2.3 Ejes ferroviarios.....	35
2.3.1 Definiciones	35
2.3.2 Ejes montados o calados	36
2.4 Ferrocarril alta velocidad: Eje hueco.....	38
2.4.1 Estado del arte de los ejes ferroviarios huecos.....	38
2.4.2 Prescripciones técnicas del material rodante de alta velocidad.....	39
CAPÍTULO 3: INTRODUCCIÓN A LOS FENÓMENOS DE FATIGA	41
3.1 Introducción.....	43
3.2 Historia del análisis de fatiga.....	45
3.3 Estado del arte	49
3.4 Diagrama de fatiga S-N (tensión - número de ciclos)	50
3.4.1 Zonas en el diagrama de fatiga.....	51
3.5 Coeficientes modificativos del límite de fatiga	52
3.5.1 Factor de acabado superficial. K_a	53
3.5.2 Factor de tamaño. K_b	55
3.5.3 Factor de confiabilidad. K_c	56
3.5.4 Factor de concentración de tensiones. K_e	57
3.5.5 Factor de temperatura. K_d	59
3.5.6 Factor de efectos diversos. K_f	59
3.6 Esfuerzos fluctuantes	61
3.6.1 Métodos de análisis con esfuerzo medio no nulo.....	62
3.6.1.1 Criterio de Goodman	63
3.6.1.2 Criterio de Soderberg	63
3.6.1.3 Criterio de Gerber	63
3.6.2 Línea de carga	65
CAPÍTULO 4: INTRODUCCIÓN AL PRO-ENGINEER WILDFIRE 5.0.....	67
4.1 Introducción.....	69
4.2 Versiones	69



4.3	Funciones y ventajas.....	70
4.4	Capacidades de Pro-ENGINEER	74
CAPÍTULO 5: PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA		77
5.1	Descripción.....	79
5.2	Simplificaciones a tener en cuenta	80
CAPÍTULO 6: EVALUACIÓN DE RESTRICCIONES		81
6.1	Introducción.....	83
6.2	Modelo del eje	83
6.2.1	Definición de restricciones.....	84
6.3	Análisis estáticos	85
6.3.1	Comparativa entre los análisis de Mechanica: Single-Pass y Multi-Pass	85
6.3.1.1	SINGLE-PASS ADAPTIVE	86
6.3.1.2	MULTI-PASS ADAPTATIVE	86
6.4	Combinación de restricciones.....	87
1ª combinación:	88
2ª combinación:	89
3ª combinación:	92
4ª combinación:	95
5ª combinación:	100
6ª combinación:	103
7ª combinación:	106
8ª combinación:	112
9ª combinación:	116
6.5	Conclusión	119
CAPÍTULO 7: CÁLCULOS PREVIOS DE CARGAS		121
7.1	Cargas a aplicar	123
7.2	Carga de diseño	123
7.3	Peso propio del eje.....	124
7.4	Precarga generada en el eje debido al proceso de ensamblaje de eje y rueda	125
7.4.1	Cálculo de la precarga en el eje.....	127
7.4.2	Resultados en desplazamientos del análisis	127
CAPÍTULO 8: MODELADO DEL EJE FERROVIARIO		131
8.1	Modelado del eje	133
8.1.1	Perfil básico de revolución del eje	133
8.1.2	Proceso de chaflán.....	134
8.1.3	Proceso de taladros laterales	135
8.1.4	Modelado de los discos	137
8.2	Definición del material	138
8.2.1	Definición de las propiedades del material	139
8.2.1.1	Factor de reducción de la resistencia a la fatiga (K_{rf}) “Eje ferroviario”	139
8.3	Restricciones y cargas	142



8.3.1	Definición de restricciones y cargas.....	143
8.3.1.1	Definición de restricciones	143
8.3.1.2	Definición de cargas	146
8.4	Resultado del modelo	148
CAPÍTULO 9: ANÁLISIS ESTÁTICO DEL EJE FERROVIARIO		151
9.1	Análisis estático.....	153
9.2	Refinado de malla.....	155
9.3	Análisis estático Single-Pass Adaptive.....	157
9.3.1	Tensión.....	159
9.3.2	Desplazamiento	161
9.4	Análisis estático Multi-Pass Adaptive	162
9.4.1	Tensión.....	163
9.4.2	Desplazamiento	164
9.5	Comparativa resultados análisis Single-Pass y Multi-Pass	166
CAPÍTULO 10: ANÁLISIS A FATIGA DEL EJE FERROVIARIO		167
10.1	Análisis a fatiga	169
CAPÍTULO 11: CONCLUSIONES.....		175
11.1	Comparativa con proyectos previos	177
11.1.1	Eje ferroviario macizo.....	177
11.1.2	Eje ferroviario hueco.....	178
11.1.3	Comparativa resultados.....	180
11.2	Conclusiones.....	180
CAPÍTULO 12: PROPUESTAS DE MEJORA Y TRABAJOS FUTUROS.....		183
CAPÍTULO 13: PRESUPUESTO GENERAL DETALLADO.....		187
13.1	Presupuesto general	189
13.2	Costes	190
CAPÍTULO 14: BIBLIOGRAFÍA		195
14.1	Libros y publicaciones.....	197
14.2	Norma	197
14.3	Documentos electrónicos.....	198
ANEXOS: PLANOS		199

Índice de ilustraciones

Ilustración 1: Conjunto eje-rueda-raíl	25
Ilustración 2: Eje de ferrocarril	35
Ilustración 3: Esquema de un eje.....	36
Ilustración 4: Esquema de un eje montado.....	37
Ilustración 5: Tipos principales de los diseños de grupos de ruedas.....	38
Ilustración 6: Talgo 250	39
Ilustración 7: Accidente Madrid - Astorga. Sábado 20 de Agosto de 1.960.....	44
Ilustración 8: Eje fracturado del tren de mercancías involucrado en un accidente en Rickerscote. UK en 1.996.....	45
Ilustración 9: Retrato de la época que representa el accidente ocurrido en Versalles	46
Ilustración 10: Máquina empleada en el ensayo de viga rotatoria a fatiga	50
Ilustración 11: Diagrama de fatiga – Curva S-N.....	51
Ilustración 12: Diagrama de fatiga – curva S-N de una pieza real sometida a tensión alternante con tensión media nula.....	52
Ilustración 13: Tabla de coeficientes a y b en función del acabado superficial..	54
Ilustración 14: Factor K_a en función del acabado superficial y resistencia última a la tracción	54
Ilustración 15: Diámetro efectivo para una sección rectangular	55
Ilustración 16: Tabla del factor de confiabilidad según una distribución normal	56
Ilustración 17: Barra de sección rectangular con dos muescas o recortes circulares sometida a tensión o compresión simples (a) y a flexión (b).	57
Ilustración 18: Sensibilidad a las ranuras para cargas de flexión y axiales alternantes.....	58
Ilustración 19: Sensibilidad a las ranuras para cargas de torsión alternantes.....	58
Ilustración 20: Pieza con temple superficial en flexión o torsión	60
Ilustración 21: Diagrama de un esfuerzo fluctuante senoidal	62
Ilustración 22: Diagrama de fatiga con criterios de Goodman, Soderberg y Gerber.....	64
Ilustración 23: Diagrama de fatiga con criterios de Goodman, Soderberg, Gerber y recta de fluencia.....	64
Ilustración 24: Línea de carga en el diagrama de Goodman para vida infinita...	65
Ilustración 25: Aplicaciones integradas en Pro-ENGINEER Wildfire 5.0	70
Ilustración 26: Geometría del eje ferroviario	79
Ilustración 27: Detalle del extremo del eje ferroviario.....	79
Ilustración 28: Perfil de revolución del eje a estudio de la evaluación de restricciones	83
Ilustración 29: Eje modelado para la evaluación de restricciones.....	83
Ilustración 30: Sistema de coordenadas	84
Ilustración 31: Restricciones de apoyo.....	84



Ilustración 32: Diagnóstico análisis estático 1ª combinación (Single-Pass y Multi-Pass)	89
Ilustración 33: Diagnóstico análisis estático 2ª combinación (Single-Pass)	90
Ilustración 34: Deformada 2ª combinación	92
Ilustración 35: Diagnóstico análisis estático 3ª combinación (Single-Pass/Multi-Pass).....	93
Ilustración 36: Deformada 3ª combinación (Single-Pass/Multi-Pass)	95
Ilustración 37: Diagnóstico análisis estático 4ª combinación (Single-Pass)	96
Ilustración 38: AutoGEM Control.....	97
Ilustración 39: Excluded Elements.....	98
Ilustración 40: Diagnóstico análisis estático 4ª combinación con exclusión	98
Ilustración 41: Deformada 4ª combinación	100
Ilustración 42: Diagnostico análisis estático 5ª combinación	101
Ilustración 43: Deformada 5ª combinación	101
Ilustración 44: Eje con simetría.....	103
Ilustración 45: Diagnostico análisis estático 6ª combinación	104
Ilustración 46: Deformada 6ª combinación (eje con simetría)	106
Ilustración 47: Deformada 3ª combinación (eje completo).....	106
Ilustración 48: Modelado de un disco simulando una rueda de ferrocarril	107
Ilustración 49: Plano de referencia	108
Ilustración 50: Restricción automática eje-rueda	108
Ilustración 51: Restricción automática rueda-plano de referencia	109
Ilustración 52: Ensamble de los discos al eje	109
Ilustración 53: Diagnóstico análisis estático 7ª combinación	110
Ilustración 54: Deformada 7ª combinación	112
Ilustración 55: Diagnóstico análisis estático 8ª combinación	113
Ilustración 56: Deformada 8ª combinación	113
Ilustración 57: Comparativa tensión en cambio de sección en la parte inferior del eje	115
Ilustración 58: Comparativa tensión en cambio de sección en parte superior del eje	116
Ilustración 59: Diagnostico análisis estático 9ª combinación	117
Ilustración 60: Deformada 9ª combinación	118
Ilustración 61: Carga aplicada en toda la superficie del voladizo.....	124
Ilustración 62: Carga aplicada en la superficie superior del voladizo.....	124
Ilustración 63: Apriete entre la zona de calado de la rueda en el eje	126
Ilustración 64: Cálculo de la precarga en el eje (Módulo Estándar)	127
Ilustración 65: Resultados de la precarga en el eje (Módulo de Mecánica).....	129
Ilustración 66: Aplicación de la precarga obtenida.....	129
Ilustración 67: Generación del perfil de revolución.....	133
Ilustración 68: Detalle de chaflán de 7’5 mm	134
Ilustración 69: Detalle de chaflán de 2mm e inclinación 10º.....	134



Ilustración 70: Detalle de uno de los taladros laterales del eje	135
Ilustración 71: Definición de la geometría del taladro	135
Ilustración 72: Definición del patrón de los taladros	136
Ilustración 73: Talados laterales	136
Ilustración 74: Eje ferroviario modelado en Pro-ENGINEER	137
Ilustración 75: Perfil de revolución de los discos que simulan a las ruedas	137
Ilustración 76: Discos simulando las ruedas de ferrocarril modelados con Pro-ENGINEER	138
Ilustración 77: Modelo del eje ferroviario con discos	138
Ilustración 78: Secciones críticas del eje ferroviario	140
Ilustración 79: Ventana de “Definición de material”	142
Ilustración 80: Contacto entre rueda y carril	144
Ilustración 81: Modelo del raíl	144
Ilustración 82: Elipse de contacto de la rueda con el raíl	145
Ilustración 83: Características de las restricciones del eje ferroviario	146
Ilustración 84: Características de las cargas	147
Ilustración 85: Definición de la carga de gravedad	148
Ilustración 86: Eje ferroviario y ruedas con restricciones y cargas	149
Ilustración 87: Eje ferroviario con restricciones y cargas	149
Ilustración 88: Ventana de refinado de malla	155
Ilustración 89: Definición de análisis estático Single-Pass	157
Ilustración 90: Error al introducir la precarga en el eje	158
Ilustración 91: Distribución de la tensión de Von Misses	159
Ilustración 92: Tensión máxima de Von Misses	160
Ilustración 93: Tensión máxima de Von Misses despreciando singularidades ..	160
Ilustración 94: Desplazamiento en el eje	161
Ilustración 95: Desplazamiento máximo	161
Ilustración 96: Definición de análisis estático Multi-Pass	162
Ilustración 97: Distribución de la tensión de Von Misses	163
Ilustración 98: Tensión máxima de Von Misses	163
Ilustración 99: Tensión máxima de Von Misses despreciando singularidades ..	164
Ilustración 100: Desplazamiento en el eje	164
Ilustración 101: Desplazamiento máximo	165
Ilustración 102: Desplazamiento en la zona de contacto entre el eje y la rueda	165
Ilustración 103: Definición de las propiedades del análisis a fatiga	169
Ilustración 104: Casilla cálculo del factor de seguridad	170
Ilustración 105: Vida a fatiga	171
Ilustración 106: Valor mínimo de vida a fatiga	171
Ilustración 107: Vida a fatiga cerca de la singularidad	172
Ilustración 108: Factor de seguridad	172
Ilustración 109: Valor mínimo del factor de seguridad	172



Ilustración 110: Factor de seguridad cerca de la singularidad	173
Ilustración 111: Vida a fatiga (eje macizo)	177
Ilustración 112: Factor de seguridad (eje macizo)	177
Ilustración 113: Vida a fatiga (eje hueco)	179
Ilustración 114: Factor de seguridad (eje hueco)	179



Índice de tablas

Tabla 1: Carga estática por eje del material rodante	39
Tabla 2: Carga por eje de ferrocarriles de alta velocidad	39
Tabla 3: Versiones Pro-ENGINEER	69
Tabla 4: Condición de grados de libertad – restricciones de apoyo.....	85
Tabla 5: Comparativa entre Single-Pass Adaptive y Multi-Pass Adaptive	87
Tabla 6: Restricciones 1ª combinación	88
Tabla 7: Restricciones 2ª combinación	89
Tabla 8: Resultado análisis Single-Pass 2ª combinación	91
Tabla 9: Restricciones 3ª combinación	92
Tabla 10: Resultado análisis Single-Pass y Multi-Pass 3ª combinación.....	94
Tabla 11: Restricciones de referencia para comparar resultados	95
Tabla 12: Nueva combinación de restricciones de referencia para comparar resultados	96
Tabla 13: Resultado análisis Single-Pass 4ª combinación	99
Tabla 14: Combinación de restricciones de referencia para comparar resultados	100
Tabla 15: Resultados de tres análisis comparativos.....	102
Tabla 16: Combinación de restricciones de referencia para comparar resultados	104
Tabla 17: Resultado eje completo/eje con simetría	105
Tabla 18: Restricciones 7ª combinación	110
Tabla 19: Resultado análisis Single-Pass 7ª combinación	111
Tabla 20: Restricciones 8ª combinación	112
Tabla 21: Resultado análisis estático restricciones en el eje/restricciones en los discos	114
Tabla 22: Restricciones 9ª combinación	117
Tabla 23: Resultados de dos análisis comparativos	118
Tabla 24: Restricciones seleccionadas para en análisis del eje ferroviario.....	120
Tabla 25: Relación Precarga-Desplazamiento	128
Tabla 26: Restricciones seleccionadas para en análisis del eje ferroviario.....	143
Tabla 27: Versiones utilizadas para la resolución del análisis estático mediante Pro-ENGINEER del problema “Viga Empotrada 1”	153
Tabla 28: Resultados obtenidos con Pro-ENGINEER y analíticamente	154
Tabla 29: Relación Densidad de malla - Tensión	156
Tabla 30: Restricciones 9ª combinación	158
Tabla 31: Tiempo de ejecución de los análisis realizados	166
Tabla 32: Intervalos de inspección para fatiga según la norma UNE-EN 13261	174
Tabla 33: Intervalos de inspección para fatiga según la norma UNE-EN 13261 (eje macizo)	178



Tabla 34: Intervalos de inspección para fatiga según la norma UNE-EN 13261 (eje hueco)	179
Tabla 35: Línea temporal del proyecto	190
Tabla 36: Desglose del presupuesto	191





Capítulo 1:

Objetivos y contenidos del proyecto



1 Objetivos y contenidos del proyecto

1.1 Motivación

El ritmo de vida actual, donde las necesidades de la población experimentan un ritmo frenético en cuanto a consumo y transporte, dan lugar a la necesidad de infraestructuras cada vez mayores, tanto en número como en tamaño, más resistentes, con mayor capacidad y mejor repuesta de comportamiento.

Aquí encuentra su papel el ferrocarril, responsable del transporte de mercancías y personas, cada vez a ritmos más exigentes en cuanto a tiempos, cargas y distancias. Por ello, el tren ha de responder eficazmente a todas las solicitudes a las cuales se ve sometido, dentro de los márgenes admisibles de seguridad, calidad y costes de servicio. Es necesario por tanto, prestar atención a los diversos elementos mecánicos con el objeto de cumplir y mejorar las prestaciones antes mencionadas. Para lo cual se están realizando multitud de trabajos de investigación enfocados a este fin, entre los cuales, modestamente, se halla el presente proyecto.

El gran incremento que está registrando la instalación de trenes de alta velocidad en el transcurso de los últimos años ha impulsado la fabricación de componentes ferroviarios con propiedades mecánicas mejoradas, capaces de soportar las superiores acciones de servicio, disminuir las operaciones de reposición y mantenimiento, y alargar su vida útil.

El análisis de la integridad estructural de los principales componentes ferroviarios tiene por objeto prevenir su fallo en servicio, lo que está estrechamente ligado primero a la seguridad de la industria ferroviaria y segundo a sus costes.

Se pone así de manifiesto la importancia de realizar investigaciones en este contexto, con objeto de reducir los fallos en servicio y los riesgos asociados de descarrilamiento de los trenes, así como de reducir los costes asociados a estos servicios.

Además, la tendencia en los últimos años también es la de aumentar la densidad del tráfico ferroviario y la carga sobre los ejes, por lo que los citados problemas tienen cada vez más importancia.



Ilustración 1: Conjunto eje-rueda-raíl

En este proyecto se ha centrado el estudio sobre un eje hueco de un tren de alta velocidad. Durante su vida útil se pueden producir diferentes defectos bajo las cargas de servicio, que pueden llegar a provocar un fallo catastrófico. De este modo, la integridad estructural de los ejes debe hoy día analizarse desde una filosofía de diseño de tolerancia al daño, asumiendo que en el transcurso de su servicio pueden formarse grietas y éstas deben poder ser detectadas antes de que alcancen su tamaño crítico mediante la planificación de programas de inspección apropiados.

Para llevar a cabo este proyecto se ha empleado un potente software que permite el diseño de elementos mecánicos, así como análisis que permiten dar respuesta al comportamiento del elemento a las condiciones reales de operación. De esta manera se consigue una adaptación a la filosofía de trabajo, llevada a cabo hoy en día, en el sector de la ingeniería, que apuesta por hacer frente a los problemas de I+D del modo más eficaz y eficiente posible. No obstante, no se han abandonado las técnicas tradicionales de experimentación.

1.2 Objetivos

Cumpliendo con los requisitos establecidos en la labor encomendada, se ha realizado un estudio exhaustivo del eje de un vehículo ferroviario con el fin de precisar y aumentar el grado de realismo, respecto a trabajos realizados con anterioridad, mediante la incorporación de condiciones de contorno y elementos adicionales que ajusten más el modelo a uno real.

El objetivo principal del presente Proyecto fin de carrera es el modelado y análisis de un eje ferroviario hueco empleando el software Pro-ENGINEER. La finalidad del mismo es comparar los resultados obtenidos con un modelo de dimensiones dadas frente a un modelo de eje ferroviario macizo cuyos resultados se obtienen de trabajos previos.

La consecución del objetivo principal de este Proyecto conlleva la superación de otros importantes objetivos, los cuales se detallan a continuación:

- Realizar un modelo de eje macizo de dimensiones libres y estudiar en el todas las combinaciones posibles de restricciones de desplazamientos y giros. Se trata de un estudio que no ha sido realizado en otros trabajos, y que se cree importante añadir para evitar que en posteriores proyectos se repita el proceso.
- Una vez se haya decidido cual es la combinación de restricciones acertada, se debe realizar un cálculo previo de cargas. Donde se obtendrán todas las cargas que afectan a un eje ferroviario.
- Con todo esto, ya se puede modelar el eje ferroviario hueco con las dimensiones características de éste y se pueden efectuar los análisis necesarios para su estudio.
- Obtener resultados coherentes y analizarlos. Se pretende profundizar sobre el comportamiento a fatiga del eje para dar una estimación aproximada de



la vida del mismo, frente a las diversas circunstancias que vendrán marcadas por los distintos ciclos de carga aplicados.

- Comparar los resultados obtenidos con los de proyectos anteriores y destacar las ventajas e inconvenientes que presenta un eje hueco frente a un eje macizo.

En cuanto a los medios empleados para llevar a cabo este Proyecto fin de carrera, para el modelado y los análisis del eje se ha utilizado el software Pro-ENGINEER en sus módulos “Estándar” y “Mechanica”.

1.3 Fases de desarrollo

En un proyecto de ingeniería hay que definir unas fases de desarrollo para la consecución del objetivo perseguido. Con esto somos capaces de planificar cada fase de manera independiente, o condicionada a una fase anterior, para así, en cada momento conocer la siguiente fase sobre la cual debemos actuar. En este caso, al tratarse de un proyecto de investigación, las fases son relativas, ya que en pleno proceso de investigación y desarrollo pueden surgir problemas y ser necesario el modificar las fases.

Para la consecución del objetivo perseguido se abordaron las siguientes fases:

Fase 1: Definición de objetivos.

En esta primera etapa se plantea la motivación y los objetivos que se han de alcanzar. Es necesario entender el funcionamiento de los elementos a estudiar para plantear así objetivos realistas.

Fase 2: Búsqueda y Estudio de Documentos.

En esta fase se lleva a cabo la búsqueda de información sobre ejes ferroviarios, proyectos análogos, artículos y libros relacionados con el tema que aquí se plantea, normas que se deben cumplir para el modelado y análisis de los ejes ferroviarios.

Además, la utilización de Pro-ENGINEER, software con el que se realizan los diferentes análisis posteriores al modelado, realizado éste también en el mismo programa, conlleva un aprendizaje previo.

Fase 3: Modelado y Simulación por ordenador.

Es en esta fase donde se modela un diseño de eje ferroviario para su posterior simulación y obtención de datos. Una vez se tengan los datos necesarios, éstos serán analizados, pudiendo provocar modificaciones en el modelo primario si los resultados obtenidos no son del todo satisfactorios.



Fase 4: *Obtención y Análisis de los resultados.*

Antes de las conclusiones finales, en esta etapa, se miden y analizan todos los parámetros de importancia obtenidos por el software y se procesan los resultados. Se realizan comparaciones con datos obtenidos en otros proyectos previos.

Fase 5: *Conclusiones finales.*

En último lugar, se establecen unas reflexiones sobre el desarrollo del proyecto y el resultado final del mismo. Es decir, se presentan las conclusiones y las propuestas para trabajos futuros.

1.4 Estructura de la memoria

La estructura de este documento está dividida en 15 capítulos. Seguidamente se describen someramente los contenidos de los mismos:

➤ **Capítulo 1: Objetivos y contenidos del proyecto**

Presentación de los objetivos y motivación de este proyecto. Breve explicación de las distintas fases llevadas a cabo para el desarrollo del mismo. Descripción de las herramientas empleadas para la realización del estudio y, por último, estructura de la memoria especificando los temas desarrollados en cada capítulo.

➤ **Capítulo 2: Ejes ferroviarios**

Breve introducción a los ejes ferroviarios a lo largo de la historia y la importancia actual de estos elementos mecánicos en los ferrocarriles. Características de los ejes ferroviarios huecos y prescripciones técnicas del material rodante de alta velocidad.

➤ **Capítulo 3: Introducción a los fenómenos de fatiga**

Historia del análisis a fatiga, capítulo en el cual se desarrolla una descripción teórica del fenómeno, trasladando la escena desde acontecimientos históricos hasta esfuerzos fluctuantes.

➤ **Capítulo 4: Introducción al Pro-ENGINEER Wildfire 5.0**

Como todo proyecto de ingeniería moderno, es necesario utilizar las herramientas informáticas que se tienen a disposición para facilitar la labor. Se detalla una breve historia de Pro-ENGINEER, visión general del programa, características principales, funciones y capacidades del software.



➤ **Capítulo 5: Planeamiento del problema**

Descripción del problema que se nos presenta en este trabajo y posibles simplificaciones que se pueden tener en cuenta en el desarrollo del modelado y de los análisis.

➤ **Capítulo 6: Evaluación de restricciones**

Modelado de un eje ferroviario macizo donde se van a estudiar y evaluar todas las posibles combinaciones de restricciones de desplazamientos y de giros que se pueden introducir en un eje ferroviario, con la finalidad de obtener cual de ellas es la más acertada y cercana a un modelo de eje ferroviario real.

➤ **Capítulo 7: Cálculos previos de cargas**

Determinación de las cargas que van a actuar en el eje ferroviario, tanto la sollicitación debida a la masa suspendida en la superficie en voladizo de los extremos del eje, el peso propio del eje y la precarga generada en el eje debido al proceso de ensamblaje entre eje y rueda.

➤ **Capítulo 8: Modelado del eje ferroviario**

Esquema y dimensiones del eje ferroviario hueco modelado. Descripción de los pasos seguidos para el modelado del eje en Pro-ENGINEER. Definición de material empleado para la realización del eje, de las restricciones a las que está sometido, obtenidas en el capítulo 6, y las cargas que debe soportar, detalladas en el capítulo 7 del presente trabajo.

➤ **Capítulo 9: Análisis estático del eje ferroviario**

Este capítulo, con el siguiente, son la parte central del presente trabajo y la más importante en el desarrollo del proyecto. Consiste en realizar un análisis estático del eje ferroviario que se va a estudiar para un sucesivo análisis a fatiga.

➤ **Capítulo 10: Análisis a fatiga del eje ferroviario**

Desarrollo del análisis a fatiga del eje ferroviario a estudio una vez realizado en análisis estático. A partir de aquí se obtendrán los datos y valores de interés con los que se van a poder realizar las conclusiones y las comparativas con datos obtenidos en otros proyectos anteriores.



➤ **Capítulo 11: Conclusiones**

Una vez visto los resultados obtenidos del análisis a fatiga del eje ferroviario se exponen las conclusiones. Se realiza un análisis en relación a los objetivos propuestos y se valoran si se han conseguido. Conjuntamente, se realiza una comparativa con los resultados obtenidos en proyectos posteriores en ejes ferroviarios macizos y se detallan las ventajas del uso de ejes ferroviarios huecos en la actualidad.

➤ **Capítulo 12: Propuesta de mejoras y trabajos futuros**

Propuesta de distintas evoluciones y trabajos futuros relacionados con el modelado y simulación de ejes ferroviarios huecos en el entorno de Pro-ENGINEER.

➤ **Capítulo 13: Presupuesto general detallado**

El presupuesto es un indicio de los elementos usados y los tiempos que se han requerido. Consiste en procesar información de cuánto cuesta cada herramienta utilizada: ingenieros, programas de simulación, procesos de análisis, proceso de redacción, etc. Da un valor preciso y toma en cuenta el uso real de las herramientas y sus correspondientes amortizaciones.

➤ **Capítulo 14: Bibliografía**

En este capítulo se exponen y enumeran los principales documentos bibliográficos y electrónicos consultados durante la realización del presente proyecto.

➤ **Anexos: Planos**

En este capítulo se muestran los planos del eje que se ha modelado en Pro-ENGINEER, los cuales han sido ofrecidos por RENFE.



Capítulo 2:

Ejes ferroviarios



2 Ejes

2.1 Introducción

Un **eje** es un elemento constructivo destinado a guiar el movimiento de rotación de una pieza o de un conjunto de piezas, como una rueda o un engranaje. Un eje se aloja por un diámetro exterior al diámetro interior de un agujero, como el de un cojinete o un cubo, con el cual tiene un determinado tipo de ajuste. En algunos casos el eje es fijo -no gira- y un sistema de rodamientos o de bujes inserto en el centro de la pieza permiten que ésta gire alrededor del eje. En otros casos, la rueda gira solidariamente al eje y el sistema de guiado se encuentra en la superficie que soporta el eje.

2.2 Ejes de un vehículo

Se denominan ejes de un vehículo a las líneas imaginarias de dirección transversal respecto a las cuales giran las ruedas cuando el vehículo avanza recto. En los ciclos, estos ejes coinciden con los ejes de las ruedas y en los vehículos con ruedas a cada lado, se denomina eje a la recta transversal que une los centros de dos ruedas.

Los ejes son componentes del mecanismo de un vehículo. Mantienen la posición relativa de las ruedas entre sí y éstas respecto al chasis del vehículo. En la mayoría de los vehículos las ruedas son la única parte que toca el suelo y los ejes deben soportar el peso del vehículo así como cualquier carga adicional que este transporte, junto con otros esfuerzos como las fuerzas de aceleración y frenado.

Además del objetivo de componente estructural, los ejes deben cumplir con una o más de las siguientes funciones dependiendo del diseño del vehículo:

- **Transmisión:** uno o más ejes deben formar parte del sistema de transmisión. Un sistema mecánico ejerce una fuerza descentrada sobre el eje que, con la reacción del apoyo del eje, da lugar a un momento de fuerzas sobre el eje que es transferido hacia las ruedas para la aceleración del vehículo.
- **Frenado:** para disminuir la velocidad de un vehículo se aplica una fuerza descentrada de forma que, con la reacción del apoyo del eje, se forma un momento de fuerzas en sentido contrario a la rotación de la rueda. Tanto los frenos de disco como los frenos de tambor ejercen esta fuerza descentrada. Además puede aplicarse el freno motor a través de la transmisión, que tiene un efecto más significativo en vehículos pesados y con relativamente poca deceleración máxima.
- **Guía:** el eje de una rueda debe además guiar la rueda para que no se desplace axialmente, así como que no gire involuntariamente respecto a un eje perpendicular al eje de giro. El sistema de dirección controla el ángulo de guiado de las ruedas respecto al chasis, en la mayoría de los casos solo las del eje delantero.



2.2.1 Características estructurales

Un eje rígido es una barra rígida que une una rueda de un lado con otra rueda del otro lado. Este elemento puede ser o no concéntrico con la rueda de un lado, de modo que esta rueda gire a una velocidad diferente a la del otro lado, lo cual es necesario en las curvas para disminuir el deslizamiento.

En los ejes independientes o de suspensión independiente, cada rueda está unida a un eje por separado. Los vehículos de pasajeros modernos generalmente tienen este tipo de eje delante y detrás.

Con este tipo de eje la masa no suspendida es menor y cada rueda tiene suspensión por separado y, por consiguiente, reaccionan de forma diferente que con un eje rígido, proporcionando más confort y maniobrabilidad al circular sobre baches.

2.2.2 Tipos de ejes

2.2.2.1 Eje motriz

Un eje que es propulsado por el motor se llama **eje de propulsión**.

Los automóviles modernos con tracción delantera típicamente combinan la caja de cambios y el eje delantero en una sola unidad llamada transaxle o conjunto motriz. El eje motriz se divide con un mecanismo de diferencial y juntas universales entre los dos semiejes. Cada eje está conectado a las ruedas mediante juntas homocinéticas que permiten a la rueda moverse libremente en sentido vertical y guiar las ruedas en las curvas mediante el sistema de dirección.

En vehículos con tracción trasera, es posible utilizar juntas cardan, ya que los ejes de las ruedas no cambian de orientación y no se varía la relación de transmisión con el desplazamiento vertical de las ruedas.

Algunos diseños simples, tal como en los karts, a veces se utiliza una sola rueda motriz. El eje de propulsión es un eje dividido que sólo conduce a una rueda.

2.2.2.2 Eje libre

Un eje libre es aquel que no forma parte del sistema de transmisión y gira libre. El eje trasero en un automóvil con tracción delantera se puede considerar un eje libre. Los camiones y remolques utilizan tracción trasera debido a su reparto de cargas, a las ventajas del eje rígido para estos vehículos, lo que permite el uso de ruedas libres delanteras.

Algunos camiones y remolques tienen un eje portador, que es un eje libre en tándem que puede subirse o bajarse con mecanismos neumáticos para que soporte o no parte del peso del vehículo. El eje se puede bajar para incrementar la capacidad de carga o para distribuir el peso sobre más ruedas, por ejemplo para cruzar un puente con restricciones de peso por eje.

Cuando no se utilizan se levantan del suelo para disminuir el desgaste en los neumáticos debido a la deriva en las curvas. Varios fabricantes ofrecen sistemas neumáticos controlados por computadora para que el eje portador baje automáticamente cuando se alcanza un determinado nivel de carga.

2.3 Ejes ferroviarios

2.3.1 Definiciones

1. Barra que atraviesa un cuerpo giratorio y le sirve de apoyo en el movimiento.
2. Elemento axial al que se aplica un par motor para producir el giro de una componente ajustable.
3. Pieza cilíndrica de acero sobre la que se montan las ruedas, las cajas de grasa y los elementos terminales de la transmisión de un vehículo ferroviario, donde el número de ejes suele ser de dos o tres.



Ilustración 2: Eje de ferrocarril

En el eje de un vehículo ferroviario se distinguen tres partes esencialmente:

- Fuste o cuerpo del eje comprendido entre ambas ruedas.
- Secciones de calaje sobre las que se calan o calzan las ruedas.
- Manguetas, sobre las que reposan los cojinetes de las cajas de grasa, que a su vez soportan el peso suspendido del vehículo.

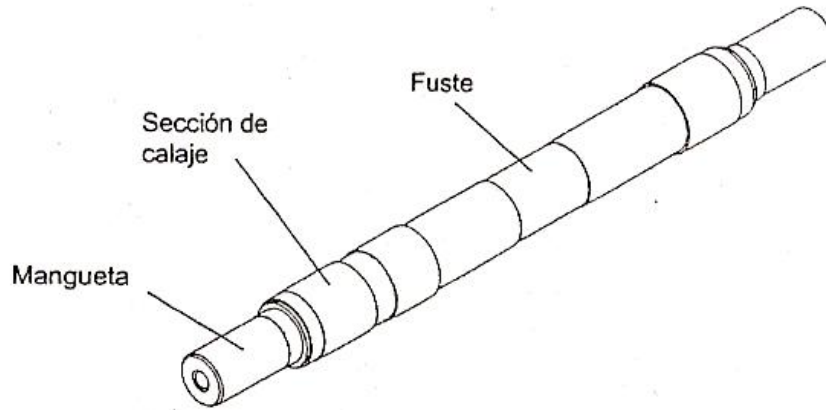


Ilustración 3: Esquema de un eje

Las dimensiones del eje en sus diferentes secciones dependen de la carga a que se encuentra sometido. Por otro lado, el material está sometido a una gran fatiga, tanto por el esfuerzo cortante procedente del calaje de la rueda como por la alternancia de las flexiones en la sección de empotramiento de la mangueta.

Los problemas de fatiga que presentan los ejes han hecho que se elaboren normativas específicas para el diseño de los mismos. Las fases de diseño implican (UNE-EN 13103):

- Identificación de las fuerzas y cálculo de los momentos en diversas secciones.
- Selección de los diámetros para el cuerpo y las manguetas. El resto se dimensionan a partir de éstos.
- Comparación entre tensión calculada y tensión máxima admisible, función del acero y del tipo de eje (macizo o hueco).

2.3.2 Ejes montados o calados

Se denomina eje montado al conjunto de un eje y sus dos ruedas, caladas con arreglo a las especificaciones en vigor para cada ferrocarril. Además del perfecto equilibrado de cada rueda, el centro de gravedad del eje montado ha de coincidir con el teórico, ya que en otro caso, y sobre todo si el eje fuera motor, la resultante del esfuerzo de tracción daría lugar a un par que alabearía el eje, forzando las pestañas contra el carril.

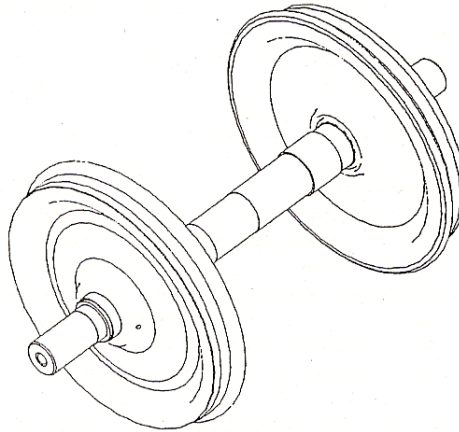


Ilustración 4: Esquema de un eje montado

Un eje calado abarca dos ruedas conectadas rígidamente por un árbol común y se apoya en los cojinetes montados en los diarios del árbol.

El eje calado proporciona:

- La distancia necesaria entre el vehículo y la vía.
- La dirección que determina el movimiento dentro de la vía, incluyendo en las curvas y en los interruptores.
- Los medios de transmisión de la tracción y fuerzas de frenado a los raíles para acelerar y decelerar el vehículo.

El diseño del eje calado depende de:

- El tipo del vehículo (tracción o arrastrarse).
- El tipo de sistema de frenos usado (freno del zapata, disco del freno en el árbol, o disco del freno en rueda).
- La construcción del centro de la rueda y de la posición de cojinetes respecto al árbol (interior o afuera).
- El deseo de limitar fuerzas de una frecuencia más alta usando elementos resistentes entre el centro de la rueda y el neumático.

Los tipos principales de diseño del eje calado se demuestran en la figura 4. A pesar de la variedad de diseños, todos estos grupos de ruedas tienen dos características comunes: la conexión rígida entre las ruedas con árbol y el perfil seccionado transversalmente de la superficie del balanceo de la rueda, nombrado perfil de la rueda.

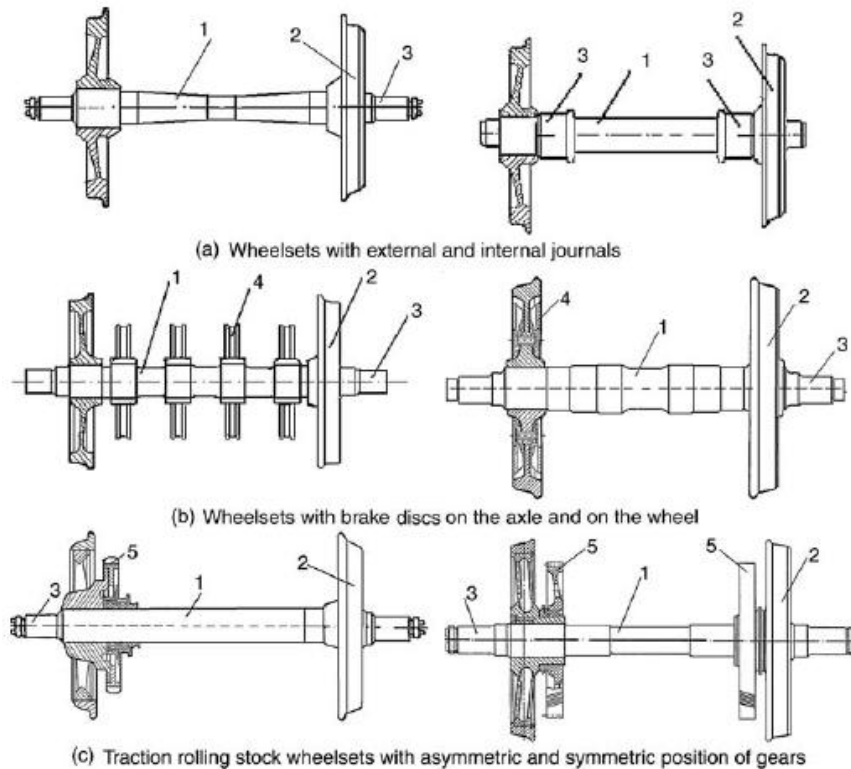


Ilustración 5: Tipos principales de los diseños de grupos de ruedas: (a) con los diarios externos e internos; (b) con los discos del freno en el árbol y en la rueda; (c) con la posición asimétrica y simétrica de los contactos de rodadura (1-árbol; 2-rueda; 3-diario; 4-disco del freno; 5-contacto de rodadura dentado).

2.4 Ferrocarril alta velocidad: Eje hueco

2.4.1 Estado del arte de los ejes ferroviarios huecos

El eje hueco en los ferrocarriles fue desarrollado a principios del siglo XX, y montaba los motores de tracción encima o a un costado del eje motriz, y se acoplaba al eje mediante un conjunto de engranajes y un eje hueco semiflexible. La locomotora Pennsylvania Railroad GG1 usaba el eje hueco.

Rápidamente, el eje hueco fue abandonado a medida que los motores disminuían su peso y tamaño. Pero es en los últimos años cuando se fabrican los trenes de alta velocidad, que tan buen resultado están dando estos ejes gracias a las magníficas prestaciones que ofrecen. Pues estos trenes tienen, en su mayoría, montados ejes huecos en sus vagones, como medida de ahorro de peso y tamaño, así como de costes de fabricación. Estos trenes alcanzan velocidades de 356'8 km/h, pero comercialmente únicamente llegan a los 300 km/h como máximo.

2.4.2 Prescripciones técnicas del material rodante de alta velocidad

De las prescripciones técnicas del material rodante de alta velocidad, el dato que interesa es el valor de la carga estática por eje, ya que se va a utilizar en los análisis a fatiga del eje a estudio.

Según la N.T.C. MA 009 (Norma Técnica de Circulación), las cargas por eje serán conforme a la ETI (Especificación Técnica de Interoperabilidad) de material rodante.

Tabla 1: Carga estática por eje del material rodante

Velocidad máx. servicio	Carga estática
>250 km/h	≤ 17 Tm/eje
≤ 250 km/h	≤ 18 Tm/eje

De los ferrocarriles de alta velocidad que existen en España en la actualidad, se encuentran los siguientes con una carga estática por eje como la que se muestra en la tabla:

Tabla 2: Carga por eje de ferrocarriles de alta velocidad

Ferrocarril Alta Velocidad	Peso máximo por eje
Talgo Bombardier 250	17 Tm
Talgo Bombardier 350	18 Tm



Ilustración 6: Talgo 250





Capítulo 3:

Introducción a los fenómenos de fatiga





3 Introducción a los fenómenos de fatiga

3.1 Introducción

Una importante cantidad de máquinas o sistemas mecánicos que los seres humanos emplean para el desarrollo de distintas actividades están sometidos a lo largo de su vida útil a diferentes cargas, siendo estas en la mayoría de los casos de carácter variable con el tiempo y causadas por fenómenos mecánicos, fluctuaciones de temperatura, inmersiones en ambientes químicamente corrosivos, contactos con rozamientos, o incluso una combinación entre algunos de estos fenómenos. La aplicación continuada de estas cargas, bien de forma cíclica o aleatoria puede converger en la aparición de pequeñas grietas en el material del cual está constituido dicho elemento mecánico. Por regla general estas grietas aparecen en la superficie de las piezas, y posteriormente van progresando a través del propio material, reduciendo así la capacidad para la cual se ha diseñado el componente, pudiendo desembocar en un fallo impredecible e inesperado por la fractura de la pieza. El fenómeno mencionado se conoce como fallo por fatiga y es el responsable de más del 50% de los fallos en componentes mecánicos pudiendo ocasionar grandes catástrofes tanto humanas, como económicas e incluso medioambientales.

Es definido de una manera más general por las normativas ASTM como “el proceso de cambio estructural permanente, progresivo y localizado que ocurre en un punto del material sujeto a tensiones y deformaciones de amplitudes variables y que produce grietas que conducen a una fractura total tras un número de ciclos”.

La fatiga es la causante de la mayor parte de las roturas de las piezas en servicio, y su estudio precisa comprender que no es un fenómeno asociado al concepto clásico de plasticidad o daño, y que la rotura se produce bajo cargas que están aún dentro del período elástico del comportamiento del material. Las roturas por fatiga son especialmente peligrosas porque no suelen presentar indicios de fallo inminente, sino que este se produce de modo repentino y sin observar deformaciones plásticas de conjunto, lo que a lo largo de la historia ha provocado importantes accidentes. Uno de los aspectos más destacados a la hora de realizar el diseño de tales componentes y piezas es la vida esperada a fatiga es decir, realizar una estimación del tiempo que la pieza será capaz de aguantar sin llegar a romperse durante su vida útil.

El fenómeno de fatiga es conocido recientemente, en concreto, desde el siglo pasado y por su destacada importancia se le ha prestado una gran atención y se han realizado multitud de investigaciones y ensayos en la industria para intentar dar solución a este complejo problema. Mediante diferentes técnicas el ingeniero es capaz de estimar, con cierto rango de seguridad, la vida útil de los diversos componentes de las máquinas ayudándose de las expresiones que aporta la teoría clásica de la fatiga y, aunque no están del todo implantados, mediante programas o software de simulación que se aproximan de manera eficiente a los modelos reales y permiten resolver complejos sistemas mecánicos que serían prácticamente imposibles de realizar por uno o varios ingenieros debido al elevado número de complejas ecuaciones que se presentan en los diversos problemas y al tiempo que conlleva el desarrollo de las mismas. A parte de esto se le suma numerosos parámetros que influyen en el proceso y dado que algunos de los cuales no son conocidos de forma precisa, hacen que el problema esté aún sin resolver.

La carga variable en el tiempo es la principal causa de propagación de la grieta, pero a su vez dicha propagación también dependerá del tipo de material del cual está constituido el elemento mecánico, que tendrá asociado unas propiedades específicas. La naturaleza aleatoria de las propiedades del material hace que la vida de crecimiento de grieta de distintos elementos de un mismo material y sometido a cargas idénticas, pueda dar valores significativamente diferentes.

Las determinaciones experimentales son caras y conllevan un gran consumo de tiempo, de ahí la importancia del desarrollo de métodos de análisis fiables. Sin embargo, los análisis de crecimiento se hacen normalmente a partir de datos obtenidos en ensayos con carga de amplitud constante y la extrapolación del conocimiento y de los datos experimentales obtenidos en amplitud constante a los casos reales de carga, no es un problema sencillo. Unido al desconocimiento real de la secuencia de aplicación de las cargas, las cuales necesitan ser definidas estadísticamente, se produce el denominado efecto de secuencia o de interacción de cargas debido a la irregularidad de las mismas.

El incremento de longitud de grieta en cada incremento de carga está condicionado por la historia previa además de por la longitud de la grieta y los valores máximo y mínimo de tensión en cada ciclo. Los análisis de vida de crecimiento mediante simulación ciclo a ciclo, permiten estudiar el comportamiento de una grieta bajo cargas de amplitud variable manteniendo el efecto de secuencia, y analizar la variabilidad en la vida que se produce al utilizar distintas historias de carga representativas de un mismo proceso. La mayoría de estos modelos de simulación han sido contrastados mediante ensayos con cargas de amplitud constante, y en algunos casos con cargas de amplitud variable.



Ilustración 7: Accidente Madrid - Astorga. Sábado 20 de Agosto de 1.960

ABC Nº 17777 Edición de Andalucía

La ilustración anterior muestra un breve artículo del periódico ABC de Andalucía sobre el descarrilamiento de un tren en 1.960, en la provincia de Ávila, provocado por la rotura de uno de sus ejes. Ejemplo claro de lo que se quiere estudiar y plantear en este proyecto.

Otro ejemplo mucho más reciente tuvo lugar en marzo de 1.996. Dos trenes colisionaron en Rickerscote, Stafford.

Un tren de mercancías descarriló debido a la fractura repentina de uno de sus ejes. Desafortunadamente los vagones descarrilados quedaron bloqueando la vía adyacente, produciendo entonces la colisión con un tren que circulaba en dirección contraria.

Posteriormente investigaciones acerca de por qué la fractura había tenido lugar, concluyeron que uno de los ejes había fallado por fatiga, probablemente iniciada por picaduras debidas a la corrosión en la superficie del eje.

Como se puede observar, la fatiga en los ejes ferroviarios es algo que incluso hoy en día sigue provocando accidentes, de ahí la importancia del estudio de su comportamiento frente a las sollicitaciones actuales.



Ilustración 8: Eje fracturado del tren de mercancías involucrado en un accidente en Rickerscote. UK en 1.996

3.2 Historia del análisis de fatiga

Desde hace mucho tiempo se ha constatado que los materiales rompen más fácilmente bajo la acción de cargas variables que bajo la acción de cargas constantes, es bien conocido el que la aplicación de una fuerza repetidas veces conduce a la rotura del componente con más facilidad que con una única carga estática (a igualdad de valores).

El fenómeno de fatiga fue descubierto a principios del siglo XIX con el avance de la maquinaria y los vehículos de transporte. Los primeros trabajos relacionados con la fatiga se atribuyen al ingeniero de minas alemán W. Albert, quien en 1829 realizó ensayos sometiendo a cargas y descargas sucesivos eslabones de cadenas de elevadores.

No obstante, el término fatiga para denominar el fallo de materiales debido a cargas repetidas fue introducido más tarde (Poncelet, 1839). Sin embargo, hasta finales del siglo XIX no se comenzó a analizar sistemáticamente este aspecto del comportamiento de los materiales.

El interés en el estudio del fenómeno comenzó a crecer con el aumento de uso de estructuras férreas, particularmente puentes de ferrocarril. El primer estudio en fatiga de metales se inició en 1842 a raíz de un accidente de ferrocarril ocurrido en Versailles (Francia), donde el 8 de mayo de 1842 en la línea Paris Motparnase-Versailles Rive Gauche, cuando un tren sobrecargado de pasajeros, procedente de Versailles, descarriló cerca del paso a nivel de “Les Gardes”, a la salida del túnel de Meudon.

El tren era arrastrado por dos locomotoras, la de la cabeza con sólo dos ejes acoplados pesaba poco y la segunda, más potente y de más peso, era de tres ejes acoplados. Los mecánicos y maquinistas no consiguieron ajustar las fuerzas de las dos locomotoras y en una vía sin pendiente, la segunda locomotora, empujando a la primera, la sometió a esfuerzos tan importantes que dieron como resultado la rotura de un eje y el descarrilamiento de la máquina. La segunda locomotora acabó subiéndose sobre la primera y los coches quedaron empotrados en un amasijo de hierros y madera junto a las dos máquinas. El fuego se extendió tan rápidamente entre los coches que estos prendieron con facilidad. Además la indisciplinada conducta de los viajeros de la época obligaba a tener las puertas de los coches cerradas con llave según establecía la normativa vigente, lo que supuso que muchos de aquellos pasajeros quedasen prisioneros quemándose irremediabilmente en aquellos vagones de madera de los que muy pocos consiguieron salir.



Ilustración 9: Retrato de la época que representa el accidente ocurrido en Versailles

William John Macquorn Rankine, ingeniero y físico escocés, que más tarde sería famoso por sus contribuciones a la ingeniería mecánica, mientras trabajó con su padre en la Edinburgh & Dalkeith Railway (la primera vía férrea de Edimburgo), propuso en 1.843 una teoría para explicar las roturas por fatiga que se producían en los ejes de los ferrocarriles. Reconoció las características distintivas de la fractura por fatiga e hizo notar el peligro de los concentradores de tensión en los componentes de máquinas como podrían ser los diversos cambios de sección, ángulos pronunciados, ranuras taladros, etc.



La British Institution of Mechanical Engineers comenzó a estudiar la llamada teoría de cristalización, que atribuía la rotura por fatiga a que se producía una cristalización de los metales debido a las vibraciones de los elementos en servicio. Esta primera explicación surgió debido al aspecto cristalino de la superficie de fractura. Estas teorías servirían posteriormente a August Wöhler, ingeniero alemán.

Fue este mismo, Wöhler, durante las décadas de 1.850 y 1.860, quién realizó la primera investigación sistemática del fenómeno de fatiga. Wöhler trabajó en la industria del ferrocarril y realizó numerosos ensayos de laboratorio sometiendo probetas a esfuerzos alternativos. Observó que la resistencia de los ejes de acero sometidos a cargas cíclicas era apreciablemente menor que su resistencia estática. Con estos ensayos introdujo el concepto de límite de fatiga al comprobar que las aleaciones de hierro parecían tener un límite de tensión por debajo del cual no se producía la rotura por muy grande que fuera el número de ciclos, y el diagrama S-N (diagrama que relaciona el nivel de tensión alternativa pura con el número de ciclos hasta rotura de una probeta).

En 1874, el ingeniero alemán H. Gerber comenzó a desarrollar métodos para el diseño a fatiga, su contribución incluyó el desarrollo de métodos para el cálculo de la vida a fatiga para diferentes niveles medios de la tensión cíclica.

Problemas similares a los descritos anteriormente fueron abordados por Goodman (1899) y Soderberg.

La idea de que el límite elástico de los metales con cargas cíclicas podía ser diferente a la observada en la deformación monotónica fue popularizada por Bauschinger (1886), quien confirmó muchos de los resultados anteriores de Wöhler.

Ya en 1.903, Ewings y Humphries observaron que si se supera el límite de proporcionalidad con carga estática, aparece deslizamiento en algunos planos cristalinos del material y, por ello, deformación. Pero también observaron que surgen líneas de deslizamiento para un valor del esfuerzo máximo muy por debajo del límite de proporcionalidad y, que al aumentar el esfuerzo, aumenta el número de líneas de deslizamiento y su tamaño hasta producirse la rotura de algunos cristales de los que se compone el material. Este proceso es el que, interpretaron, conduce finalmente a la rotura del material.

Aun cuando la teoría de Ewings y Humphries supone un notable avance respecto a lo que hasta entonces se conocía sobre la fatiga, presenta algunas lagunas. Por ejemplo, la falta de explicación de la ausencia de rotura de las probetas y piezas por debajo de un cierto umbral de tensión, como observó Wöhler.

En 1.910, el norteamericano Bastin plantea una ecuación, en la forma del logaritmo de la tensión frente al logaritmo del número de ciclos, para la zona de vida finita observada por Wöhler. La ecuación que se utiliza hoy en día proviene de aquellos planteamientos.

A mediados de los años 20, Hanson y Gough apuntaron una hipótesis a este aspecto de la fatiga de los materiales férricos, considerando que se produce un fenómeno de endurecimiento por deformación de tal modo que, para niveles bajos de la tensión de fatiga, es capaz de frenar la propagación de las microgrietas originadas por el deslizamiento cristalino.



Durante la primera mitad del siglo XX se obtuvieron gran cantidad de datos experimentales relacionando la resistencia a fatiga con factores tales como la geometría y tamaño de las piezas, condiciones ambientales, acabado superficial, estructura metalográfica, etc. Las investigaciones en este periodo permitieron el desarrollo de los modelos de daño acumulado para predecir el fallo por fatiga (Palmgren, 1924; Miner, 1945).

La idea de que las deformaciones plásticas son las responsables del daño en el material fue establecida por Coffin y Manson, quienes en la década de los 60 propusieron una relación empírica entre el número de inversiones de carga hasta rotura y la amplitud de la deformación plástica. La denominada relación Coffin-Manson es el método de caracterización de fatiga basado en las deformaciones más ampliamente utilizado.

A pesar de que desde principios de siglo se conocía que el fenómeno se debía a la formación y crecimiento lento de grietas, no estaba suficientemente desarrollada la herramienta matemática necesaria para cuantificar modelos de fallo por fatiga.

El análisis de tensiones de Inglis (1913) y el concepto energético de Griffith (1921) aportaron el tratamiento cuantitativo de la fractura frágil. No obstante, estas ideas no pudieron ser aplicadas directamente para caracterizar el fallo por fatiga en los materiales metálicos.

Un avance en esta dirección vino con los estudios de Irwin (1957) quien mostró que la amplitud de la singularidad en tensiones delante de una grieta podía ser expresada en términos de una cantidad conocida como factor de intensidad de tensiones, K . Con el desarrollo de la mecánica de la fractura elástica lineal se intentó caracterizar el crecimiento de las grietas de fatiga también en términos del factor de intensidad de tensiones.

Paris y Erdogan fueron los primeros en sugerir que el incremento de longitud de grieta por ciclo, da/dN , podía relacionarse con el rango del factor de intensidad de tensiones, ΔK , bajo cargas de amplitud constante.

La mayor aportación de la mecánica de la fractura elástica lineal es que el factor de intensidad de tensiones, determinado por las tensiones remotas aplicadas y las dimensiones geométricas del componente agrietado, basta para caracterizar la propagación de la grieta. Este método no requiere un detallado conocimiento de los mecanismos de fractura por fatiga.

Con la aplicación de los conceptos de mecánica de fractura al fallo por fatiga, tomaron un interés creciente el estudio de los mecanismos de crecimiento subcrítico de grieta. Modelos conceptuales y cuantitativos fueron desarrollados para obtener la resistencia de los materiales al crecimiento de grietas.

Junto con estos estudios, creció el interés por comprender el proceso por el que el factor de intensidad de tensiones podía verse alterado con el avance de la grieta. Una importante contribución en esta dirección vino de los resultados experimentales de Elber (1970) que mostraron que la grieta puede permanecer cerrada incluso cuando está sometida a tensiones cíclicas de tracción debido a la plastificación producida en el borde de la grieta.

Este resultado también implica que la velocidad de crecimiento de grieta debería venir determinada no por el valor nominal del rango del factor de intensidad de tensiones sino por un valor efectivo que tuviese en cuenta el cierre. Investigaciones adicionales sugieren que el cierre de grieta puede ser inducido por otros factores mecánicos, microestructurales y ambientales.

En las últimas décadas, con el desarrollo y creación de máquinas más sofisticadas, comienza la realización de ensayos con cargas complejas (amplitud variable). Durante el crecimiento de una grieta con cargas de amplitud variable se produce lo que se denomina efecto de secuencia o de interacción debido a la irregularidad de la carga. Dicho efecto fue puesto de manifiesto en la década de los 60. Diversos trabajos experimentales demostraron que la aplicación de una sobrecarga origina una velocidad de crecimiento en los ciclos posteriores a ella mucho menor que la producida si no existe sobrecarga.

Hasta hoy día las investigaciones realizadas son muy numerosas, la disponibilidad de máquinas cada vez más complejas y más precisas, de técnicas de medición y detección de grietas cada vez más pequeñas, la aplicación de la Mecánica de Fractura, tanto elástica lineal como elasto-plástica, así como un mejor conocimiento del gradiente de tensiones y deformaciones en el fondo de la entalla, entre otros, han permitido un gran desarrollo en el cálculo de la vida a fatiga de elementos mecánicos y un aumento de la fiabilidad de los mismos.

Como resumen, se puede decir que, a pesar del enorme esfuerzo invertido durante los últimos 180 años, aún no se posee un conocimiento completo del fenómeno de la fatiga de los metales. De todos modos, la teoría del deslizamiento parece ser la más adecuada para interpretar las fases iniciales de la fatiga de un material.

La gran cantidad de datos disponibles para materiales férricos (y algunos otros materiales metálicos), han permitido desarrollar “procedimientos de cálculo” razonablemente bien comprobados por multitud de diseños. Estos procedimientos permiten diseñar piezas para una duración dada cuando están sometidas a un estado de tensiones variables conocido. Por otro lado, la teoría de la fractura por fatiga permite predecir, entre otras cosas, el crecimiento de la grieta con los ciclos de carga. Es por ello por lo que los métodos tradicionales de cálculo junto con la teoría de la fractura por fatiga proporcionan una sólida base para el diseño de sistemas estructurales metálicos.

3.3 Estado del arte

Los ejes de ferrocarril son componentes críticos en cuanto a seguridad se refiere en la industria ferroviaria. Son uno de los primeros elementos sujetos a un alto número de ciclos de carga repetitiva y, debido a la rotación, cada vez que el eje gira, un punto de la superficie pasa de estar en un estado de compresión a estar en un estado de tracción de igual magnitud.

Los fallos por fatiga en ejes ferroviarios son muy poco comunes. En el Reino Unido, por ejemplo, durante los últimos 25 años ha habido una media de 1’6 fallos de ejes por año, de una población de unos 180.000 ejes en servicio.

A pesar de que son estadísticamente muy seguros, se inspeccionan los ejes a frecuencias regulares usando métodos de inspección no destructiva (Non-Destructive Testing), tales como inspección por ultrasonidos o mediante partículas magnéticas.

En resumen, debido al carácter crítico en la seguridad de los ejes ferroviarios, se ha desarrollado una considerable experiencia durante los años en el diseño, operación y gestión de ejes. La fiabilidad de los ejes es muy alta, pero el continuo, aunque pequeño número de fallos que tienen lugar, proporcionan la suficiente necesidad de comprender bien los factores que afectan a la probabilidad de fallo del eje.

3.4 Diagrama de fatiga S-N (tensión - número de ciclos)

Al principio del estudio de la rotura por fatiga de elementos mecánicos se supuso que el origen de la misma se encontraba en alguna imperfección del material (discontinuidades, oclusiones, etc.). Para poder estudiar el fenómeno de fatiga se diseñó un ensayo en el cual se sometía a una probeta de sección circular a un esfuerzo de flexión fijo y se ponía a girar.

De esta forma y normalizando las características geométricas de la probeta y ambientales del laboratorio surgió el ensayo de viga rotatoria.

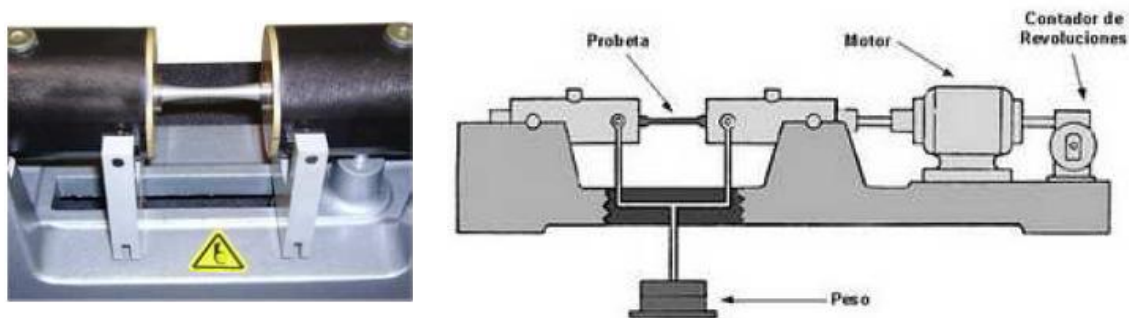


Ilustración 10: Máquina empleada en el ensayo de viga rotatoria a fatiga

Realizando este ensayo múltiples veces (mínimo 8 ensayos) modificando el esfuerzo de flexión, obtenemos el número de ciclos que dura la probeta.

El método fundamental para presentar los datos de fatiga es la curva de Wohler, también llamada simplemente curva de fatiga o curva S-N. Representa la duración de la probeta, expresada en número de ciclos hasta la rotura, N, para la máxima tensión invertida aplicada, un punto con una flecha horizontal indica una probeta que no ha roto.

La mayor parte de las investigaciones sobre la fatiga se han realizado empleando las máquinas de flexión rotativa, en las que la tensión media es nula.

3.4.1 Zonas en el diagrama de fatiga

El diagrama de fatiga en los materiales féreos suele tener tres zonas claramente diferenciadas, como puede verse en figura siguiente donde la curva S-N se representa de forma logarítmica:

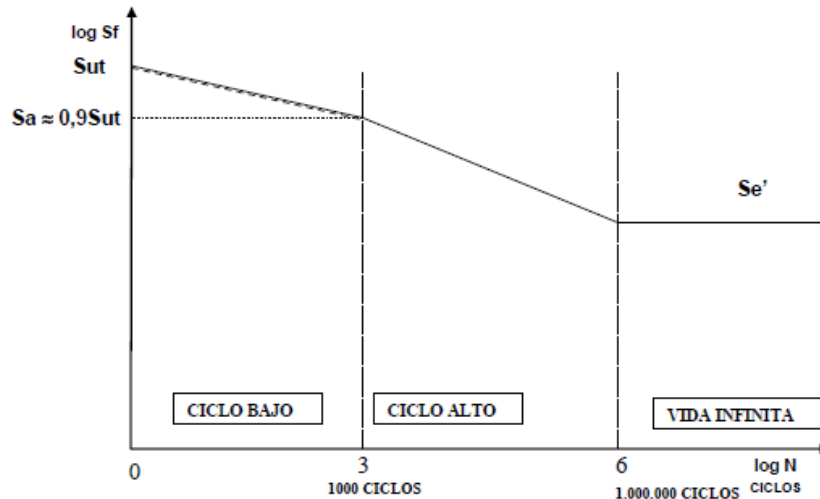


Ilustración 11: Diagrama de fatiga – Curva S-N

Zona de ciclo bajo: Se sitúa normalmente por debajo de los 10^3 o 10^4 ciclos, dependiendo de los autores. En esta zona el material se comporta de manera muy similar a como lo hace frente a cargas estáticas, pero con una leve reducción de la resistencia.

Zona de ciclo alto: Hasta 10^6 o 10^7 ciclos para los aceros, según autores. Esta zona muestra una reducción mucho más brusca con la duración, al mismo tiempo se comprueba que el material se comporta de manera diferente a como lo hace frente a cargas estáticas.

Zona de vida infinita: Existe un valor de la tensión por debajo del cual la duración de la probeta es infinita, es decir, no rompe. La tensión a la que se produce este efecto se conoce como límite de fatiga de la viga rotatoria o límite de fatiga sin corregir (S'_e).

A lo largo de los años se han tratado de buscar, mediante la relación de numerosos ensayos, correlaciones entre los valores de la resistencia a rotura en tracción (S_{ut}) y del límite de fatiga de la probeta rotatoria (S'_e). Dependiendo del material, se pueden admitir las siguientes aproximaciones:

Hierros y aceros forjados:

$$\begin{array}{ll} S'_e = 0'5 \cdot S_{ut} & S_{ut} \leq 1400 \text{ MPa} \\ S'_e = 700 \text{ MPa} & S_{ut} \geq 1400 \text{ MPa} \end{array}$$

Ecuación 1

Aceros colados:

$S'_e = 0'45 \cdot S_{ut}$	$S_{ut} \leq 600 \text{ MPa}$
$S'_e = 275 \text{ MPa}$	$S_{ut} \geq 600 \text{ MPa}$

Ecuación 2

3.5 Coeficientes modificativos del límite de fatiga

Los valores de la resistencia y el límite de fatiga comentados en el apartado anterior son válidos para las condiciones que indican los protocolos de los ensayos normalizados. Estas probetas son de reducido tamaño, cuidadosamente construidas, pulidas y montadas en la máquina de ensayos.

Además, las condiciones ambientales durante el ensayo también están controladas, se cuida con especial atención que no se introduzcan efectos de carga no deseados, como por ejemplo los debidos a vibraciones inducidas por el motor de arrastre o del soporte, etc.

Sin embargo, una pieza cualquiera de una máquina tiene un tipo de construcción y una forma de trabajo que no se parecen casi nunca a las de la probeta. Es por ello por lo que en la práctica se recurre a la utilización de coeficientes modificativos, empíricamente obtenidos, para adaptar o ajustar los valores del comportamiento a fatiga de las probetas a los de cada pieza.

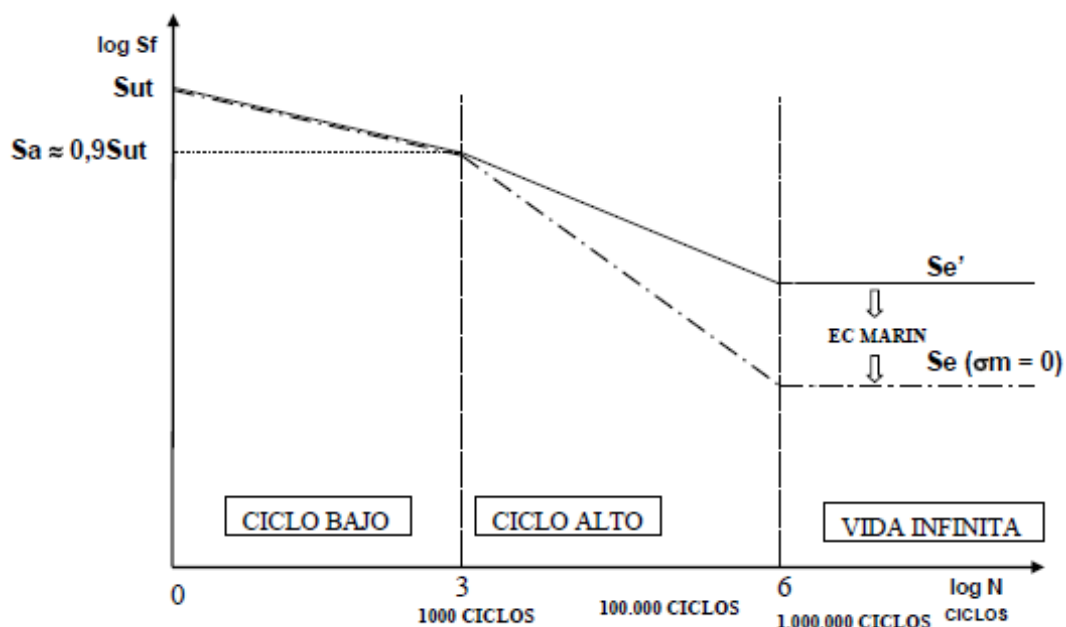


Ilustración 12: Diagrama de fatiga – curva S-N de una pieza real sometida a tensión alternante con tensión media nula

El resultado de la aplicación de estos factores es la obtención del límite de fatiga corregido (S_e), que se define como el valor de la tensión alternante máxima que permite conseguir una vida infinita del mismo en las condiciones de funcionamiento. La ecuación que relaciona el límite de fatiga en el ensayo de vida rotatoria (S'_e), el límite de fatiga corregido (S_e) y los factores modificativos del límite de fatiga (K_i) se denomina Ecuación de Marín.

$$S_e = \prod_i K_i \cdot S'_e$$

Ecuación 3

Los coeficientes K_i (obtenidos experimentalmente) son los siguientes:

K_a : Factor de acabado superficial.

K_b : Factor de tamaño.

K_c : Factor de confiabilidad.

K_d : Factor de temperatura.

K_e : Factor de concentración de tensiones.

K_f : Factor de efectos diversos.

En numerosas ocasiones, los grupos de ingeniería con experiencia saben estimar de forma empírica un valor aceptable de estos factores de forma global, junto con un coeficiente de seguridad apropiado.

En ausencia de esa experiencia, lo más conveniente es utilizar los valores recomendados, y finalmente, en la fase de ensayo de prototipos y en la observación del comportamiento de las piezas en servicio, corroborar si la elección realizada ha sido adecuada o no. A continuación se desarrollan cada uno de esos factores.

3.5.1 Factor de acabado superficial. K_a

La superficie de una probeta de viga rotatoria está muy pulida y además se le da un pulido final en la dirección axial para eliminar cualquier ralladura circunferencial.

El factor de modificación depende de la calidad del acabado superficial y de la resistencia última del material.

La explicación de la reducción del límite de fatiga por el acabado superficial es que debido a la existencia de una mayor rugosidad en la superficie de la probeta se produce un fenómeno de concentración de tensiones en la misma.

El valor de K_a se obtiene de la siguiente correlación:

$$K_a = a \cdot S_{ut}^b$$

Ecuación 4

Donde a y b se obtienen de la siguiente tabla:

Acabado superficial	Coefficiente a (MPa)	Exponente b
Pulido	1	0
Acabado fino (esmerilado, rectificado,)	1.58	-0.085
Mecanizado sin acabar/estirado en frío	4.51	-0.265
Laminado en caliente	57.7	-0.718
Forjado	272	-0.995

Ilustración 13: Tabla de coeficientes a y b en función del acabado superficial

El factor K_a para el acero se puede obtener también directamente de la siguiente gráfica:

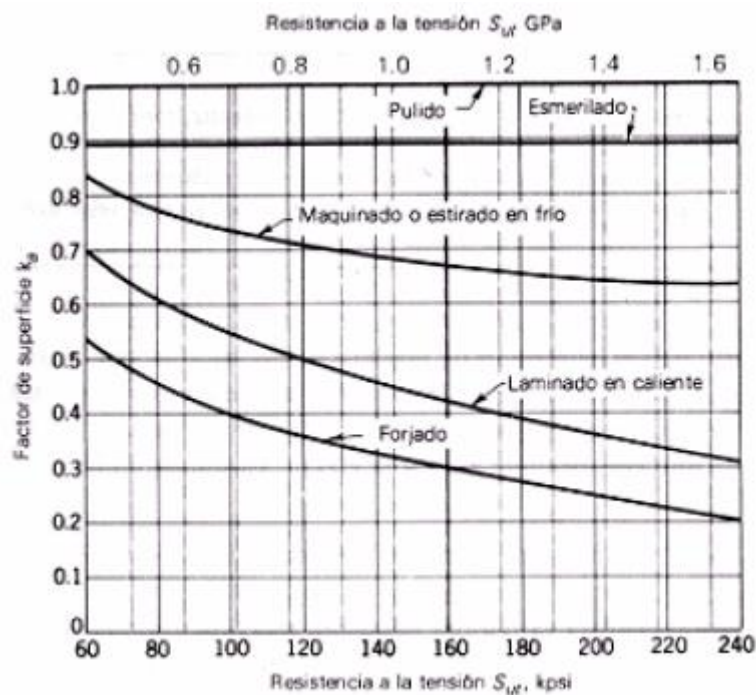


Ilustración 14: Factor K_a en función del acabado superficial y resistencia última a la tracción

3.5.2 Factor de tamaño. K_b

Los diámetros de las probetas normalizadas de los ensayos son de 7'5 y 12'5 mm. Obviamente, los ejes que se quieran estudiar pueden tener valores de diámetros muy diferentes, presentándose la tendencia general que, cuanto mayor es el diámetro, menor es el límite de fatiga.

Para el cálculo de este factor de tamaño se deben tener en cuenta las siguientes consideraciones:

1. En el caso de carga axial, según algunos autores $K_b=1$ para cualquier diámetro.

Sin embargo para otros se tiene que:

$$\begin{array}{ll} K_b = 1 & d < 10 \text{ mm} \\ K_b = 0'6 - 0'7 \cdot d (\text{según excentricidad}) & d \geq 10 \text{ mm} \end{array}$$

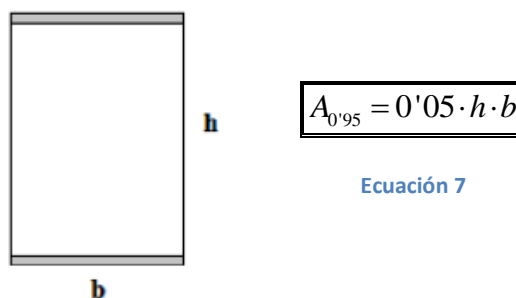
Ecuación 5

2. En el caso de que la probeta esté sometida a flexión o a torsión, el factor de tamaño se calcula por medio de las siguientes ecuaciones, en función del diámetro:

$$\begin{array}{ll} K_b = \left(\frac{d}{7'62} \right)^{-0'1133} & 2'79 \leq d \leq 51 \text{ mm} \\ K_b = 1'189 \cdot d^{-0'097} & 52 \leq d \leq 250 \text{ mm} \end{array}$$

Ecuación 6

3. Por último, puede darse el caso de que el elemento mecánico sometido a estudio no tenga sección circular, en este caso se procede a calcular el diámetro efectivo. Este diámetro efectivo se determina a partir del $A_{0'95}$, que se define como: el área limitada por los puntos de la sección que en algún momento están sometidos a una tensión mayor o igual que el 95% del máximo absoluto. En el caso de una pieza con sección rectangular, esta área se corresponde con la parte coloreada de la figura:



Ecuación 7

Ilustración 15: Diámetro efectivo para una sección rectangular

Teniendo en cuenta que el área de 95% del esfuerzo de una sección circular de diámetro d_e sometida a flexión rotatoria, viene dada por:

$$A_{0.95} = \frac{\pi}{4} \left[d_e^2 - (0.95 \cdot d_e)^2 \right] = 0.0766 \cdot d_e^2$$

Ecuación 8

Igualando las dos expresiones, se obtiene el diámetro efectivo:

$$d_e = \sqrt{\frac{0.05}{0.076} \cdot h \cdot b} = 0.808 \sqrt{h \cdot b}$$

Ecuación 9

Una vez calculado el diámetro efectivo se podría calcular el factor de tamaño con las correlaciones antes descritas.

3.5.3 Factor de confiabilidad. K_c

Como ya se ha comentado, es importante el carácter probabilístico de los ensayos realizados para obtener las curvas S-N, por esta razón, existe el factor modificativo de confiabilidad, que permite de forma analítica cuantificar esta probabilidad de fallo.

Los valores de K_c en función de la confiabilidad se presentan en la siguiente tabla:

Confiabilidad	Factor de confiabilidad K_c
0.5	1
0.9	0.897
0.95	0.868
0.99	0.814
0.999	0.753
0.9999	0.702
0.99999	0.659
0.999999	0.620
0.9999999	0.584
0.99999999	0.551
0.999999999	0.520

Ilustración 16: Tabla del factor de confiabilidad según una distribución normal

3.5.4 Factor de concentración de tensiones. K_e

Es muy común encontrar elementos mecánicos con agujeros, ranuras, chavetas, y otra serie de discontinuidades que alteran la distribución del esfuerzo. La influencia de que puedan llegar a tener estas discontinuidades se evalúa mediante el factor de concentración de tensiones.

Es importante indicar que la naturaleza del material influye en la necesidad de tener en cuenta este factor, diferenciando así el estudio de un material dúctil de otro frágil.

Por un lado, un material perfectamente dúctil bajo cargas dinámicas, a pesar de ser capaz de deformarse plásticamente, no dispone del tiempo necesario para hacerlo, y por ello es necesario considerar el efecto de la concentración de tensiones. Sin embargo, si este mismo material se encuentra sometido a cargas estáticas el efecto de la concentración de tensiones se considerará nulo.

Si el material es frágil, alrededor de la entalla la concentración de tensión alcanza valores muy elevados. El tipo de rotura es frágil, no va precedida de deformación plástica, por lo que es muy peligrosa. En este caso es necesario considerar el efecto de concentración de tensiones tanto bajo cargas dinámicas como estáticas.

La evaluación del factor K_e se realiza siguiendo los pasos que se desarrollan a continuación:

1. Cálculo de K_t (factor de concentración de tensiones teórico) por configuración geométrica. Por ejemplo:

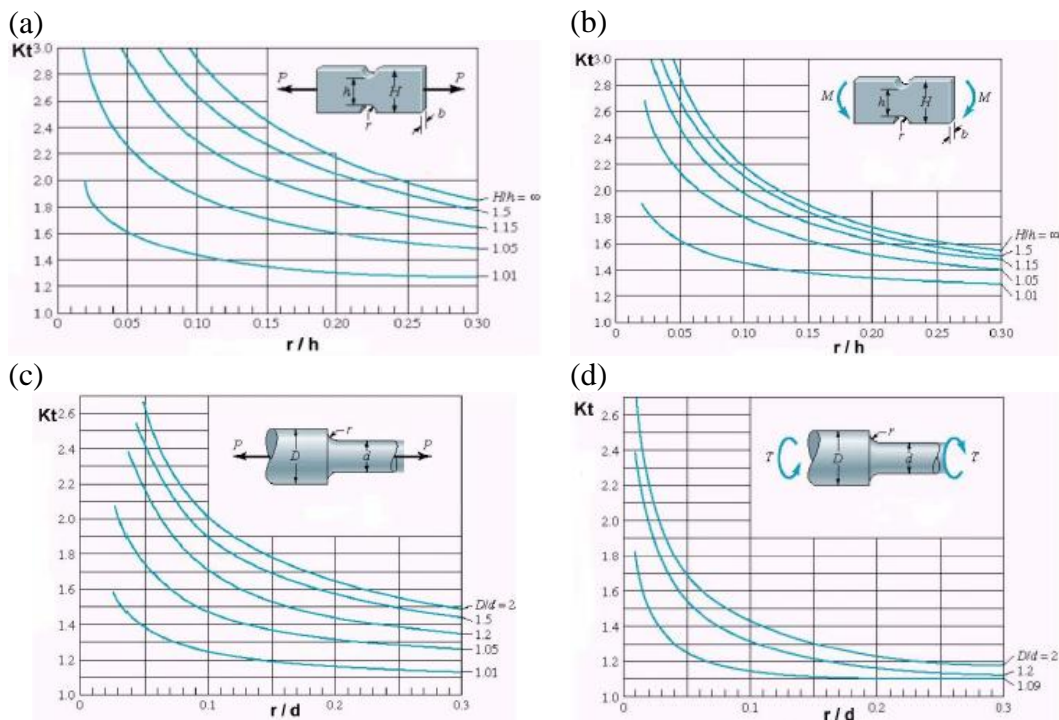


Ilustración 17: Barra de sección rectangular con dos muescas o recortes circulares sometida a tensión o compresión simples (a) y a flexión (b).

Barra de sección circular con estrechamiento y entalles en torsión (c) y en flexión (d)

Como se observa en estas gráficas, el factor K_t depende tanto de la forma geométrica del elemento (sección circular, rectangular), como del tipo de discontinuidad (agujeros transversales, muescas, estrechamientos de sección), y como del tipo de esfuerzo al que se ven sometidos (tracción simple, flexión simple, torsión).

2. Especificando el material se obtiene q (factor de sensibilidad a las ranuras), con ayuda de las gráficas de las Figuras siguientes, en función de la naturaleza de las cargas a las que esté sometido el elemento mecánico.

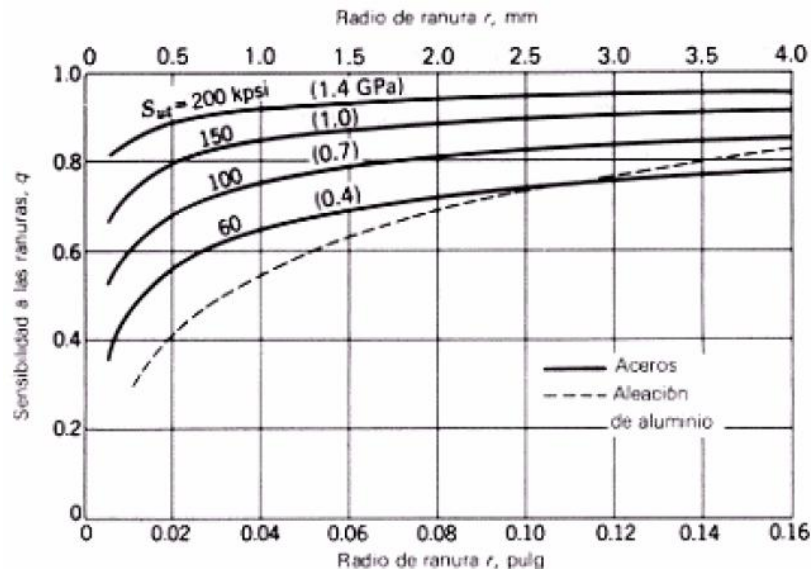


Ilustración 18: Sensibilidad a las ranuras para cargas de flexión y axiales alternantes

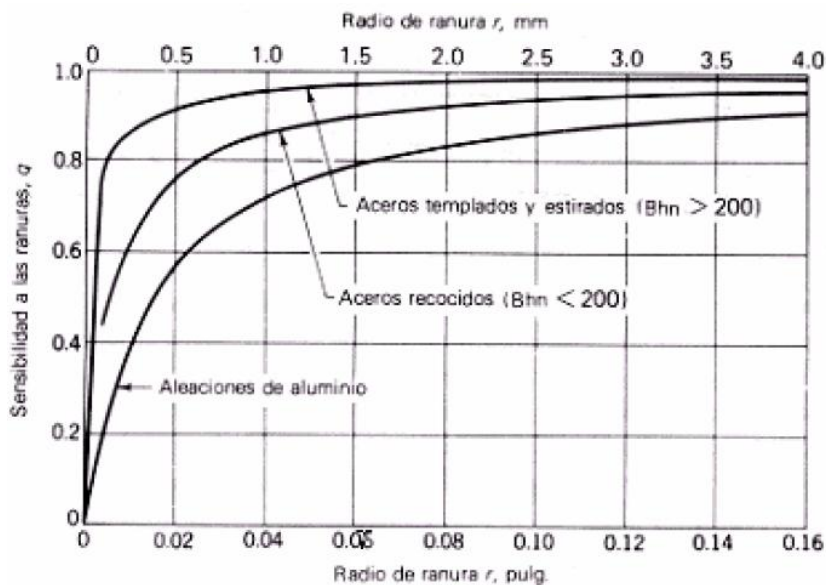


Ilustración 19: Sensibilidad a las ranuras para cargas de torsión alternantes

3. Obtención de (factor de reducción de la resistencia en caso de fatiga) mediante la siguiente ecuación:

$$q = \frac{\mathfrak{R}_f - 1}{K_t - 1}$$

Ecuación 10

4. Finalmente se obtiene el factor de concentración de tensiones K_e como la inversa de \mathfrak{R}_f :

$$K_e = \frac{1}{\mathfrak{R}_f}$$

Ecuación 11

3.5.5 Factor de temperatura. K_d

La temperatura modifica las propiedades mecánicas de los materiales, además de las resistencias a fluencia, fatiga y última.

La obtención del K_d resulta muy complicada, se recomienda la realización de pruebas en el laboratorio para su obtención. A continuación se presentan algunas correlaciones válidas para su cálculo.

$$\begin{array}{ll} K_d = 1 & T \leq 450^\circ C \\ K_d = 1 - 5 \cdot 10^{-3} \cdot (T - 450) & 450^\circ C \leq T \leq 550^\circ C \end{array}$$

Ecuación 12

3.5.6 Factor de efectos diversos. K_f

Este factor se utiliza para modificar el límite de fatiga en función de otros aspectos no considerados anteriormente. Normalmente es necesaria la realización de experimentos para cuantificarlo. A continuación se comentan algunos de los más importantes.

➤ Esfuerzos residuales o remanentes

Son esfuerzos que permanecen en el material en ausencia de carga, y pueden aumentar el límite de fatiga cuando son compresivos o disminuirlo cuando son tractivos. Hay operaciones como el bombardeo con perdigones o el martillado que mejoran el límite a fatiga del componente al introducir tensiones residuales de compresión.

➤ Características direccionales operacionales

El límite de fatiga de piezas fabricadas por estirado, laminado o forja, puede verse afectado por la direccionalidad de la operación que hace que el material se comporte de forma anisótropa. Así, la resistencia a la fatiga en dirección transversal puede llegar a ser un 10-20% inferior que en dirección longitudinal.

➤ Efectos del temple superficial

Debido a los diferentes valores de los límites de fatiga del núcleo de un elemento con temple superficial y de la capa templada, puede suceder que se sobrepase este valor en la zona de unión del temple al núcleo. En la figura siguiente se muestra la distribución, normalmente triangular, de las tensiones de una barra sometida a flexión o torsión. La línea gruesa indica los límites de resistencia a la fatiga para la capa superficial y para el núcleo. En este caso, el límite de fatiga del núcleo gobierna el diseño, porque el esfuerzo σ o τ (según corresponda) en el radio exterior del núcleo es mayor que el límite de resistencia a la fatiga del núcleo.

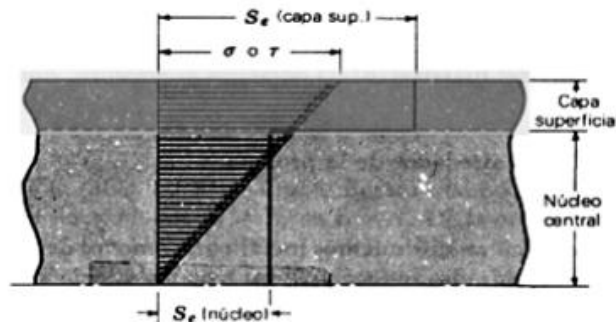


Ilustración 20: Pieza con temple superficial en flexión o torsión

➤ Efectos de corrosión

La corrosión disminuye la resistencia a la fatiga ya que se crean puntos de concentración de esfuerzos que favorecen la creación y posterior propagación de fisuras por procesos de fatiga.

La fatiga por corrosión se ha convertido en uno de los principales problemas en el diseño de ejes de ferrocarril. Aunque no sólo es en este campo en el que dicho fenómeno toma importancia, sino que existen una gran cantidad de procesos en los que se ve involucrada esta forma de fatiga, sobre todo en aquellos en los que existen ambientes de trabajo agresivos, a la intemperie o bajo medios ácidos, zonas de lluvia, zonas costeras, etc.

Debido a esto, desde hace algún tiempo se está estudiando dicho fenómeno en profundidad, así como las consecuencias que acarrea, y concretamente, en el campo ferroviario, donde se ha comprobado que una gran parte de los fallos han sido producidos por el fenómeno de la corrosión. Con el crecimiento que está mostrando la alta velocidad en todo el mundo, se hace necesario controlar todos los parámetros de manera eficaz, ya que el mínimo fallo podría provocar accidentes fatales.

➤ Recubrimiento electrolítico

Los recubrimientos electrolíticos suelen producir disminución de los límites de fatiga. Así, por ejemplo en los procesos de cromado, niquelado o cadmiado se puede producir una reducción del límite de hasta el 50%. Sin embargo el galvanizado (recubrimiento con zinc) no afecta.

➤ Corrosión por apriete (fretage)

Este fenómeno se produce por el movimiento microscópico en la superficie de piezas mecánicas o estructuras estrechamente ajustadas, como juntas atornilladas, cojinetes... La reducción en la resistencia a fatiga puede ser de hasta el 70%, y su existencia se reconoce por la presencia de cambio de color en la superficie, picadura, y eventualmente, fatiga.

3.6 Esfuerzos fluctuantes

Los esfuerzos fluctuantes en la maquinaria a menudo adoptan la forma de un patrón sinusoidal debido a la naturaleza de algunas máquinas rotatorias.

Es necesario conocer las fuerzas máximas y mínimas para caracterizar el patrón de la fuerza.

Siendo $F_{máx}$ la fuerza mayor y $F_{mín}$ la fuerza menor, se definen las fuerzas medias (F_m) y alternantes (F_a) como:

$$F_m = \frac{F_{máx} + F_{mín}}{2} \quad F_a = \left| \frac{F_{máx} - F_{mín}}{2} \right|$$

Ecuación 13

Las componentes del esfuerzo, a partir de las fuerzas anteriores, se definen como:

σ_{min} = Tensión mínima.

$\sigma_{máx}$ = Tensión máxima.

σ_a = Tensión alternante, amplitud de la tensión.

σ_m = Tensión media.

σ_r = Intervalo total de tensión.

σ_s = Tensión estática o estacionaria.

Algunas de las cuales, pueden verse en la siguiente ilustración:

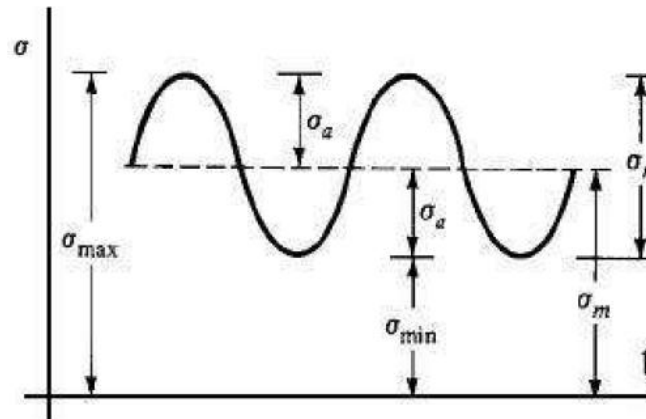


Ilustración 21: Diagrama de un esfuerzo fluctuante senoidal

El procedimiento a seguir para estudiar este tipo de tensiones fluctuantes consiste en descomponer la carga en sus componentes media y alternante.

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{m\acute{a}x} + \sigma_{m\acute{i}n}}{2} \quad \sigma_a = \left| \frac{\sigma_{m\acute{a}x} - \sigma_{m\acute{i}n}}{2} \right|$$

Ecuación 14

Se supone el estado tensional resultante como la superposición de un estado de carga constante (producido por la tensión media), y otro de carga alternante, es decir, con inversión completa (que será producido por la componente alternante).

El problema se tratará buscando una relación entre la componente alternante de tensión y la duración esperada del elemento, pero con la salvedad de que la presencia de la tensión media supondrá una disminución de los valores de la resistencia.

3.6.1 Métodos de análisis con esfuerzo medio no nulo

Muchos elementos de máquinas poseen esfuerzos y tensiones fluctuantes cuyo valor medio es distinto de cero. Este es el caso más general y uno de los más frecuentes. En determinadas ocasiones no se puede contar con otra información experimental que no sea la correspondiente a los ensayos de flexión rotativa ($\sigma_m = 0$), y la influencia de la tensión media no nula se calcula por medio de varias relaciones empíricas que determinan el fallo en una vida determinada cuando las tensiones alternantes y medias son distintas de cero.

Los enfoques más conocidos son los criterios de Goodman, Soderberg y Gerber.

3.6.1.1 Criterio de Goodman

Según este criterio la variación de la resistencia alternante con la tensión media se describe mediante una recta que pasa por los puntos $(0, S_f)$ y $(S_{ut}, 0)$. Es decir, el valor de la componente alternante para fallo a N ciclos es S_f , y para la tensión alternante nula (carga estática), la resistencia media o valor de la tensión media para fallo es S_{ut} . De esta manera la rotura a N ciclos se produce cuando:

$$\frac{S_a}{S_f} + \frac{S_m}{S_{ut}} = 1$$

Ecuación 15

Este criterio constituye una más que aceptable aproximación a la realidad y presenta la gran ventaja de expresarse mediante una relación lineal, por lo que es el más utilizado en la práctica.

3.6.1.2 Criterio de Soderberg

Esta teoría también es lineal, y predice que, en ausencia de tensión media la rotura se produce cuando $\sigma_a = S_f$, pero que para tensión alternante nula (carga estática) y si el material es dúctil, el fallo se produce para $\sigma_m = S_{yt}$. Para tensiones medias, la variación sigue una recta. Así, la condición de fallo a N ciclos se establece como:

$$\frac{S_a}{S_f} + \frac{S_m}{S_{yt}} = 1$$

Ecuación 16

En la mayoría de los casos esta teoría arroja resultados excesivamente conservadores, por lo que se utiliza menos que la de Goodman.

3.6.1.3 Criterio de Gerber

Esta teoría no es lineal, y supone que la variación de σ_a con σ_m se representa mediante una parábola cuyo vértice es el punto $(0, S_f)$, su eje es el de ordenadas y pasa por el punto $(S_{ut}, 0)$. Así, la rotura a N ciclos se produce cuando:

$$\frac{S_a}{S_f} + \left(\frac{S_m}{S_{ut}} \right)^2 = 1$$

Ecuación 17

En la figura siguiente se puede apreciar los distintos criterios, y las diferencias entre ellos.

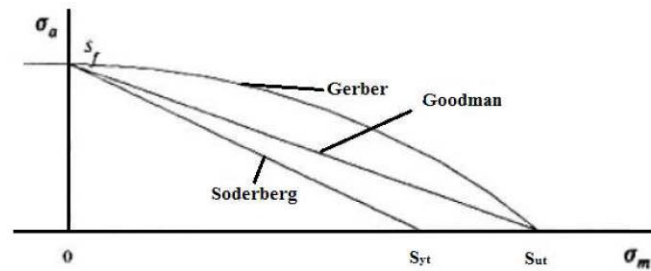


Ilustración 22: Diagrama de fatiga con criterios de Goodman, Soderberg y Gerber

Según la figura anterior, cuando el punto representativo del estado tensional (σ_m , σ_a) está situado por debajo de las curvas, se tiene seguridad para la duración considerada. Si está sobre la curva correspondiente, cabe esperar el fallo tras esa duración. Y por último si está por encima, el fallo se producirá antes de la duración determinada.

El criterio de Soderberg previene contra el fallo por fluencia, en el sentido de que seguridad a fatiga conlleva seguridad a fluencia, es decir, asegura que la tensión máxima nunca superará el valor de la resistencia a fluencia. Sin embargo, esto no ocurre con las otras dos teorías.

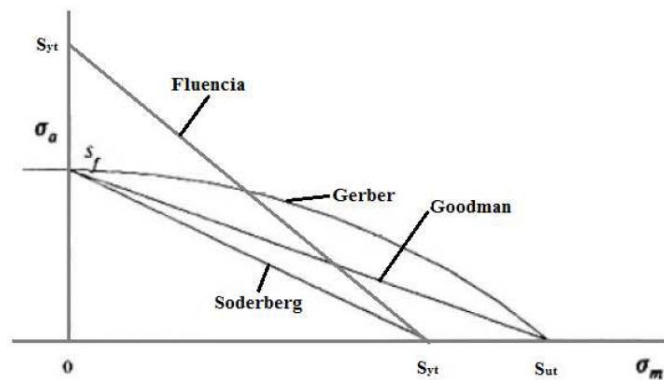


Ilustración 23: Diagrama de fatiga con criterios de Goodman, Soderberg, Gerber y recta de fluencia

En el supuesto caso de tener tensión alternante nula y tensión media inferior a S_{ut} , pero superior a S_{yt} , según Goodman y Gerber no se produciría la rotura, y sin embargo se habría alcanzado la fluencia. La explicación radica en que en estos casos el material rompe por fluencia y no por fatiga.

3.6.2 Línea de carga

En la mayor parte de los sistemas mecánicos, las propias características de funcionamiento hacen que las variaciones de la tensión alternante solo puedan presentarse acompañadas de variaciones de la tensión media.

Por ejemplo, en el caso de las tensiones sufridas por el diente de un engranaje. En la zona de engrane, la base del diente está sometida a un esfuerzo de flexión, mientras que en la zona de no engrane, el diente está libre de esfuerzos. Esto implica que el diente está sometido a unos esfuerzos fluctuantes entre un valor determinado y cero, lo que a su vez quiere decir que las tensiones medias y alternantes serán igual a la mitad de la tensión máxima. En caso de existir una sobrecarga, la tensión alternante aumentará, pero también lo hará la tensión media, y en este caso, manteniéndose ambas iguales. De esta forma, no es posible un aumento de la tensión alternante sin un aumento igual de la media.

Se llama línea de carga a la representación en un diagrama $\sigma_m - \sigma_a$ de los posibles estados tensionales del sistema que se analiza, cuando la carga externa experimenta variaciones, también físicamente posibles, de acuerdo con la naturaleza del sistema.

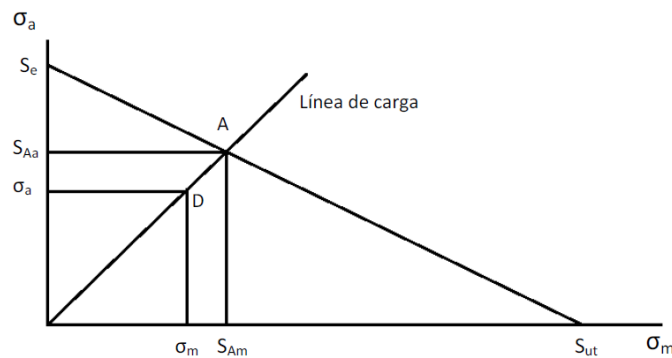


Ilustración 24: Línea de carga en el diagrama de Goodman para vida infinita

El punto A representa la situación en la que se produce el fallo, en el caso de desejar vida infinita.

Si el factor de seguridad se considera como factor de aplicación de la carga, se trataría de buscar el número por el que se ha de multiplicar la carga, y por tanto, las tensiones a las que afecta, hasta que las tensiones media y alternante fuesen las correspondientes al punto límite A.

Como el punto A verifica la ecuación de Goodman se tiene que:

$$\frac{S_{Aa}}{S_e} + \frac{S_{Am}}{S_{ut}} = 1$$

Ecuación 18

Si la carga externa se multiplica por un factor n para llegar a la situación límite, las tensiones medias y alternantes de diseño (punto D) también se multiplicarán por el mismo factor.

$$\frac{n \cdot \sigma_a}{S_e} + \frac{n \cdot \sigma_m}{S_{ut}} = 1$$

Ecuación 19

Por tanto:

$$n = \frac{1}{\frac{\sigma_a}{S_e} + \frac{\sigma_m}{S_{ut}}}$$

Ecuación 20

De esta manera queda definido el coeficiente o factor de seguridad n .

El procedimiento expuesto también es válido para otros criterios de fallo. Si, por ejemplo, se hubiese elegido el criterio de Gerber, el factor de seguridad se obtendría de la ecuación:

$$\frac{n \cdot \sigma_a}{S_e} + \left(\frac{n \cdot \sigma_m}{S_{ut}} \right)^2 = 1$$

Ecuación 21



Capítulo 4:

Introducción al Pro-ENGINEER Wildfire 5.0





4 Introducción al Pro-ENGINEER Wildfire 5.0

4.1 Introducción

Creo Elements/Pro, antes conocido como **Pro-ENGINEER**, es un producto de diseño, fabricación e ingeniería asistida por computadora de PTC Corporation (Massachusetts). Es un software de diseño paramétrico. Este es muy popular entre diseñadores mecánicos aunque un poco costoso, pero más económico que otros de su mismo rango como CATIA o Unigraphics.

Una de las fortalezas de Pro-ENGINEER es la implementación de una suite para diseño mecánico, análisis de comportamiento (esfuerzos, térmicos, fatiga, eléctrico) y creación de archivos para la fabricación asistida por computadora.

Es el estándar en diseño de productos 3D, con herramientas de productividad vanguardistas que promueven prácticas recomendadas de diseño a la vez que aseguran la compatibilidad con las normas de su compañía y su sector. Las soluciones CAD/CAM/CAE 3D paramétricas e integradas permiten diseñar más deprisa que nunca y maximizan la innovación y la calidad para crear, en último término, productos excepcionales.

4.2 Versiones

PTC ha lanzado varias versiones. Desde las versiones "Wildfire" la interfaz gráfica de usuario ha cambiado de manera drástica. Los cambios hicieron al programa más intuitivo y fácil de aprender.

Tabla 3: Versiones Pro-ENGINEER

Pro/ENGINEER 8.0 - 1991	Pro/ENGINEER 9.0 - 1992	Pro/ENGINEER 10.0 - 1993
Pro/ENGINEER 11.0 - 1993	Pro/ENGINEER 12.0 - 1993	Pro/ENGINEER 13.0 - 1994
Pro/ENGINEER 14.0 - 1994	Pro/ENGINEER 15.0 - 1995	Pro/ENGINEER 16.0 - 1996
Pro/ENGINEER 17.0 - 1997	Pro/ENGINEER 18.0 - 1997	Pro/ENGINEER 19.0 - 1998
Pro/ENGINEER 20.0 - 1998	Pro/ENGINEER 2000i - 1999	Pro/ENGINEER 2000i2
Pro/ENGINEER 2001	Pro/ENGINEER Wildfire 1.0	Pro/ENGINEER Wildfire 2.0
Pro/ENGINEER Wildfire 3.0	Pro/ENGINEER Wildfire 4.0	Pro/ENGINEER Wildfire 5.0

La versión que se va a utilizar para realizar el estudio en este proyecto será la última que aparece en la tabla, es decir:

Pro-ENGINEER Wildfire 5.0

4.3 Funciones y ventajas

De entre las numerosas funciones y ventajas que presenta este software se pueden destacar las siguientes.

Las eficaces prestaciones de diseño paramétrico y análisis permiten obtener una mayor diferenciación y mejoran la posibilidad de mecanizado de los productos, además de reducir los errores, ahorrar tiempo y recortar costes debidos al uso de distintas herramientas interconectadas entre sí (generación automática de entregas de mecanizado y diseños de herramientas asociativos).

Las aplicaciones totalmente integradas permiten desarrollar todo el proceso desde la concepción hasta la fabricación en una aplicación. Además, la propagación automática de los cambios de diseño a todos los componentes de la cadena le permite diseñar con confianza. Y las completas prestaciones de simulación virtual le permiten mejorar el rendimiento de los productos y superar los objetivos de calidad de los productos.



Ilustración 25: Aplicaciones integradas en Pro-ENGINEER Wildfire 5.0

Además, el paquete Pro-ENGINEER simplifica las complejidades del entorno de desarrollo de productos actual con herramientas intuitivas y fáciles de usar que funcionan conjuntamente sin dificultades para llevar a cabo el trabajo.

Permite que los equipos trabajen simultáneamente en los mismos diseños de productos, fomenta un mayor grado de reutilización de los diseños mientras se mejoran los estándares de calidad y da lugar a un proceso estándar y automatizado de cambios de ingeniería que permite:

1. Recopilar los cambios relacionados.
2. Realizar análisis sencillos y precisos en todas las piezas afectadas.
3. Proporcionar distribución y notificación de los cambios a los equipos de productos



Otra de las ventajas de Pro-ENGINEER es la posibilidad de rediseñar fácilmente el componente si los análisis y simulaciones demuestran fallos o zonas críticas de diseño, o al menos, identificar de manera rápida y sencilla cuáles son esas zonas críticas, y así poder estudiar, todavía en la fase de diseño, las diferentes soluciones que el diseño en 3D podría ofrecer.

Dentro de las funciones que proporciona este software se encuentran las siguientes:

➤ **Prestaciones CAD 3D de Pro-ENGINEER:**

- * Permite crear rápidamente productos de gran calidad con una amplia gama de funciones básicas de modelado, creación de planos 2D y 3D, chapa, soldadura y modelado de superficies entre otros.
- * Permite aumentar la calidad de los modelos, fomentar la reutilización de piezas y reducción de los errores en los modelos.
- * Reduce los costes disminuyendo la proliferación de nuevos números de pieza.
- * Responde a las necesidades de creación de superficies complejas.
- * Permite crear formas innovadoras imposibles de obtener con otras herramientas CAD 3D de menor calidad.
- * Posibilita la conexión con la información y los recursos existentes en Internet para conseguir un proceso de desarrollo de productos con un alto nivel de eficiencia.

➤ **Pro-ENGINEER Advanced Assembly:**

- * Presenta la opción de compartir y gestionar datos de diseño de conjuntos con mayor eficiencia utilizando interfaces predefinidas de modelos de esqueleto.
- * Define y automatiza la aplicación de reglas de diseño para que sólo se creen las relaciones adecuadas en el contexto de los diseños, lo que hará que éstos puedan ser modificados y reutilizados con facilidad.
- * Desarrolla pasos secuenciales exclusivos para generar modelos, vistas y listas LDM independientes en cada paso del proceso del conjunto.
- * Permite proteger la propiedad intelectual con la tecnología Shrinkwrap™ technology.

➤ **Pro-ENGINEER Interactive Surface Design:**

- * Presenta la posibilidad de utilizar esbozos de conceptos 2D como referencia visual “aproximada” en la creación de los modelos 3D.



- * Conceptualmente se comienza por el desarrollo de la geometría desde cero o a partir de un esbozo, de conjuntos de escaneado o de otros datos de referencia y a continuación, se desarrollan gradualmente los conceptos hasta obtener un modelo de producción.
- * Incorpora la posibilidad de trabajar con una ventana de modelado única con cuatro cuadrantes que permite crear, manipular y controlar directamente las curvas, las superficies y las conexiones.
- * Pueden crearse y modificarse superficies complejas arrastrando los puntos de control de las curvas sin perder la continuidad G2.

➤ **Pro-ENGINEER Mechanism Dynamics:**

- * Obtención de datos precisos del análisis dinámico de muelles, levas, amortiguadores o impactos mediante la incorporación de las masas de inercia reales de los componentes y las fuerzas que actúan sobre y entre ellos.
- * Crea animaciones de mecanismos en acción y pudiéndose visualizar cómo las fuerzas dinámicas, la aceleración y la velocidad afectan al modelo del producto digital con la ayuda de flechas de vectores codificadas con colores.
- * Lleva a cabo diversos tipos de análisis, entre los que se incluyen el de estado estático o estable (reposo), el dinámico (cálculo de la fuerza frente al tiempo) y el de equilibrio de fuerzas (determinación de la fuerza requerida para mantener la configuración deseada del mecanismo).

➤ **Pro-ENGINEER Piping and Cabling:**

- * Creación de todos los diagramas 2D y 3D de cableado y tuberías en una única solución.
- * Cálculo de las propiedades de masa y generación automática de listas de hilos, mazos aplanados y LDM personalizables.
- * Evaluación de las posibilidades de mecanizado y las interferencias de las tuberías.

➤ **Pro-ENGINEER Behavioral Modeling:**

- * Evalúe la sensibilidad del modelo para conocer los efectos de los cambios en los objetivos de diseño.
- * Genere automáticamente un conjunto de soluciones viables para problemas de diseño con varios objetivos.
- * Integre los resultados con el software de simulación de Pro-ENGINEER o con otras aplicaciones externas.



➤ **Sistema de prototipado rápido:**

- * Otra de las características más interesantes que posee este software, es la posibilidad de reproducir modelos y prototipos directamente a partir del modelo sólido en 3D, generando archivos en formato STL. Este formato aproxima el modelo sólido por pequeños triángulos o facetas, y el sistema de prototipado rápido genera la pieza a partir de la unión aditiva de líquidos, capa por capa, a partir de secciones transversales de la pieza obtenidas del modelo 3D.

➤ **Compatibilidad de los datos:**

- * Soporte del Kernel para ACIS™, Parasolid™ y Granite®.
- * Compatibilidad de Associative Topology Bus™ para Pro/ENGINEER.
- * Conversores directos para CADDs y DWG de AutoCAD®.
- * Conversores estándar: DXF de AutoCAD®, IGES, STEP, SET, VDA, ECAD, CGM, COSMOS/M, PATRAN® y ficheros de geometría SUPERTAB™, SLA, JPEG, TIFF, RENDER, VRML.
- * La compatibilidad con Mathcad, el software de cálculo de ingeniería de PTC, permite integrar las hojas de trabajo de Mathcad con el diseño para predecir el comportamiento y determinar los parámetros y las cotas esenciales.

➤ **Reparación de datos importados:**

- * Reduzca el tiempo y el esfuerzo necesario para limpiar los datos de diseños importados o antiguos.
- * Contraiga la geometría importada para controlar mejor las superficies con el gestor de restricciones.

➤ **Windchill ProjectLink:**

- * Espacios de trabajo de proyectos en línea basados en Web y seguros donde los clientes, los proveedores y los integrantes de equipos globalmente dispersos pueden trabajar de manera conjunta en los proyectos.
- * Gestión de proyectos en línea que permite hacer un seguimiento de los hitos, los elementos subsecuentes, los programas y los recursos de los proyectos.
- * Almacén central para toda la información relacionada con el proyecto.
- * Visualización incorporada con presentación y anotación de múltiples formatos de CAD y PDF.
- * Automatización de procesos gobernada por plantillas de procesos empresariales clave como NPI y Seis Sigma.



- * Diseñado para trabajar con herramientas cotidianas y familiares, como diversos paquetes CAD, Microsoft Office y Microsoft Project.

➤ **Windchill PDMLink:**

- * Creación de una fuente única, segura y basada en Web de datos del producto para toda la empresa, con reasignación, revisión, gestión de la estructura, búsqueda y gestión del ciclo de vida.
- * Visualización incorporada a través de Product View Lite para ver y anotar múltiples formatos de CAD y PDF.
- * Gestión de datos robusta para Pro-ENGINEER, así como múltiples herramientas CAD mecánicas y eléctricas, código fuente de software y documentos.
- * Gestión de cambios de vía completa y rápida lista para usar.
- * Gestión de la configuración que proporciona todas las vistas requeridas de la información del producto.
- * Integración robusta con ERP y otros sistemas empresariales, con el módulo opcional Windchill Enterprise Systems Integration (ESI).

➤ **Pro-INTRALINK:**

- * Proporciona una gestión de datos de Pro-ENGINEER completa, avanzada y fiable sobre una moderna arquitectura Windchill.
- * Admite la ingeniería simultánea.
- * Proporciona herramientas de reasignación (archivo, extracción y líneas base) y herramientas de creación de informes.
- * Ofrece soporte continuado para implementaciones en varios sitios con las herramientas de replicación de Pro-INTRALINK.
- * Como subconjunto de Windchill PDMLink, ofrece una ruta de ampliación a prestaciones más completas de gestión de datos y control de procesos.

4.4 Capacidades de Pro-ENGINEER

Como ya se ha comentado, Pro-ENGINEER es un software que pertenece a la categoría de CAD/CAM/CAE, y sus capacidades se pueden dividir principalmente en tres: diseño, análisis y manufactura.

En cuanto al **Diseño**, este software ofrece una amplia variedad de herramientas que hacen posible la generación de una representación digital completa del producto que está siendo diseñado.



Además de las herramientas generales de diseño, ofrece también la posibilidad de generar geometrías de otras disciplinas de diseño integradas, tales como tuberías industriales y estándares y definiciones completas de cableado. Entre las prestaciones completas de geometría también se incluyen el modelado de sólidos, chapa y conjuntos, creación de superficies técnicas y de forma libre, piezas soldadas, estructuras metálicas y mecanismos.

Dentro de los **Análisis** posibles en Pro-ENGINEER, se encuentran herramientas capaces de realizar análisis térmicos, estáticos, dinámicos y de fatiga, junto con otras herramientas diseñadas para ayudar con el desarrollo del producto. Estas herramientas incluyen por ejemplo factores humanos, tolerancias de fabricación o flujo del molde.

La capacidad de **Manufactura** de Pro-ENGINEER reside en las soluciones de Control Numérico y de herramientas de Pro-ENGINEER que permiten a los fabricantes crear herramientas, trayectorias de herramientas de CN y programas de inspección mientras se realiza el trabajo de diseño de productos. Al compartir y usar directamente los diseños de Pro-ENGINEER, los ingenieros de producción y de creación de herramientas participan en el proceso en una fase temprana y pueden influir en los diseños antes de su finalización.





Capítulo 5:

Planteamiento del problema



5 Planteamiento del problema

5.1 Descripción

Como se ha visto en los anteriores capítulos, es muy importante considerar el fenómeno de la fatiga en elementos y componentes mecánicos durante su vida útil. El hecho de considerar esos aspectos ya en el diseño de los componentes, o analizar sus respuestas a cargas cíclicas sin la necesidad de desmontar los equipos por ejemplo, cobra cada vez mayor importancia por la disminución en los costes y en los tiempos de mantenimiento y producción. Derivando esto en aumento del rendimiento y la productividad de los procesos.

El objetivo que se busca en este trabajo es la realización de un análisis lo más completo y preciso posible de un eje ferroviario. Debido simplemente a la rotación que experimenta en funcionamiento, ya se encuentra sometido a un proceso de fatiga. El interés por llevar a cabo dicho estudio, será debido al efecto que producen las diversas cargas a las cuales está sometido este elemento mecánico.

Para este estudio se va a utilizar el software de diseño paramétrico Pro-ENGINEER, el cual ofrece una gran variedad de aplicaciones y simulaciones que permitirán obtener resultados con gran precisión. El funcionamiento de este programa, así como sus ventajas y detalles se han explicado en apartados anteriores.

El eje ferroviario sujeto a estudio se corresponde, por tanto, con uno de los ejes de un vagón de viajeros de alta velocidad, se trata de un eje ferroviario hueco, un eje de tren de ruedas Radsatzwelle.

Los datos pertenecientes a la geometría del eje se han obtenido de un plano de diseño facilitado por una empresa del sector ferroviario, reproduciendo ésta mediante las herramientas de diseño que ofrece Pro-ENGINEER, como se detallará más adelante en capítulos posteriores.

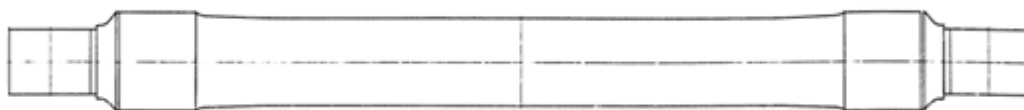


Ilustración 26: Geometría del eje ferroviario

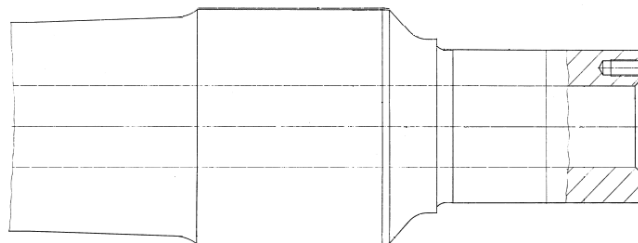


Ilustración 27: Detalle del extremo del eje ferroviario

Una vez modelado el eje se procederá a realizar el análisis a fatiga donde se obtendrán los resultados relativos al desplazamiento máximo del eje, tensiones máximas y mínimas, y todos aquellos valores de interés para determinar si las cargas a las que está sometido el eje son capaces de provocar la rotura del eje por fatiga.

5.2 Simplificaciones a tener en cuenta

Se realizará por tanto, el estudio de un eje simple, teniendo en cuenta algunas simplificaciones, con el objetivo de analizar únicamente las tensiones y deformaciones en las secciones críticas del mismo, que estarán sometidas a unos mayores esfuerzos, para un posterior estudio de mejora. Estas secciones, serán en principio, los cambios de sección, tal y como se ha visto en proyectos anteriores. Por tanto, estas simplificaciones serán:

- El eje de estudio no estará sometido a momentos torsores debido a que el eje no es tractor, es decir, no dispone de coronas de transmisión. Tampoco se va a estudiar la dinámica de frenado con la fuerza que aplican las zapatas sobre la banda de rodadura de la rueda o sobre los discos. Las cargas que sufrirá dicho eje, en principio, serán las debidas al propio peso y a la masa máxima técnicamente admisible por eje del propio vagón. Además se considerará la precarga que la rueda y el eje efectúan en su montaje.
- Se supone una velocidad constante del convoy para el estudio de fatiga, por lo que no existen esfuerzos en la dirección de avance de nuestro eje. En este caso, se están despreciando los efectos de aceleración y frenado, así como los desniveles que pueda presentar el terreno por el que circula dicho convoy.
- Se tendrá en cuenta la simplificación de que el vagón circula en línea recta, despreciando los efectos que se puedan originar en los tramos con presencia de curvas o desniveles de la vía así como los típicos movimientos de vaivén.
- No se considerará el efecto de la temperatura en el eje, teniendo constancia de que puede ser elevada debido a la transferencia de calor en los transitorios de frenado por la fricción de las zapatas sobre los discos de freno o la banda de rodadura de la rueda.



Capítulo 6:

Evaluación de restricciones



6 Evaluación de restricciones

6.1 Introducción

En este capítulo se va a modelar un eje macizo con un cambio de sección sencillo, de manera que sirva para estudiar las restricciones a las que va a estar sometido el eje a estudio, con la finalidad de dejarlo lo más libre posible.

Se estudiarán las diferentes combinaciones de restricción de desplazamientos y giros y se tomará aquella que sea capaz de ser analizada por el software que se va a emplear para la realización de este proyecto.

6.2 Modelo del eje

El eje en el cual se van estudiar y evaluar las restricciones va a ser el que se muestra en la siguiente ilustración.

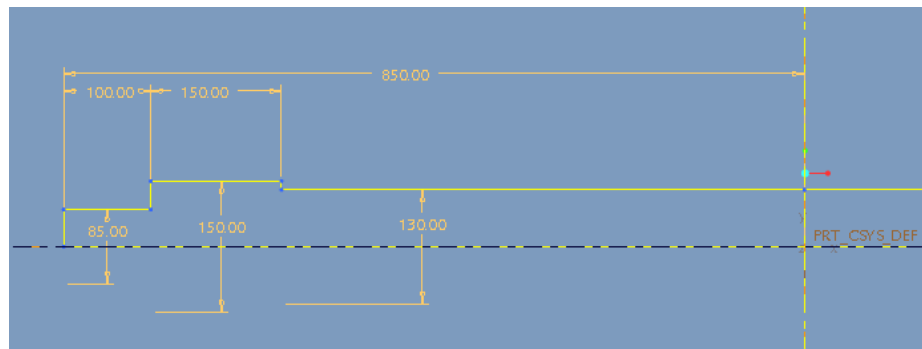


Ilustración 28: Perfil de revolución del eje a estudio de la evaluación de restricciones

Se trata de un eje con un cambio de sección en cada extremo, simulando la mangueta de los ejes ferroviarios, de manera que exista cierta similitud entre el modelo de evaluación de restricciones y el eje ferroviario a estudio.

Se han realizado dos redondeos en los cambios de sección, donde el más próximo al extremo del eje es de 20 mm y el que se encuentra en el interior es de 40 mm.

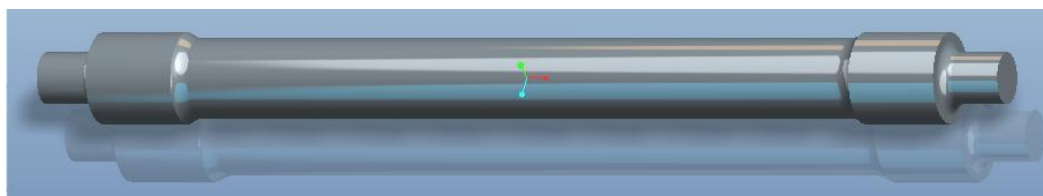


Ilustración 29: Eje modelado para la evaluación de restricciones

Una vez modelado el eje, se accede al módulo “Mechanica” y se determina, por un lado, el material del que está realizado el eje y, por otro lado, las posibles combinaciones de restricciones a las que se encuentra sometido dicho eje.

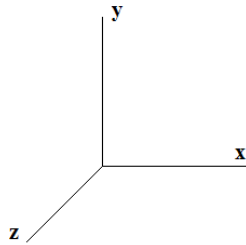


Ilustración 30: Sistema de coordenadas

El sistema de coordenadas que presenta el eje modelado es el mostrado en la ilustración.

Es muy importante conocer el sistema de coordenadas para determinar correctamente las restricciones en cada uno de los ejes. Al igual que a la hora de aplicar las cargas.

6.2.1 Definición de restricciones

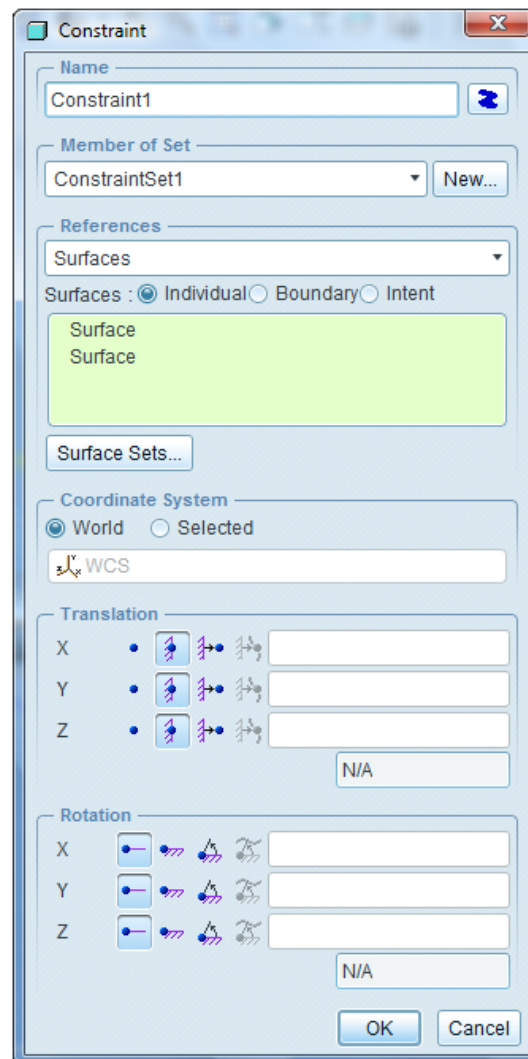










Ilustración 31: Restricciones de apoyo

En este capítulo lo que se pretende es encontrar la combinación de restricciones más acertada para realizar el análisis a fatiga del eje ferroviario a estudio. En la ilustración anterior se muestra la ventana del software empleado donde se introducen las restricciones de apoyo.

En esta tabla se pueden observar las posibles opciones de restricciones que se pueden emplear e introducir en el eje para realizar los análisis deseados.

Tabla 4: Condición de grados de libertad – restricciones de apoyo

	TRANSLATION (Desplazamiento)	ROTATION (Giro)
Free (libre)		
Fixed (fijado) - Restringido		
Prescribed (prescrito) - Se permite el desplazamiento o el giro para un valor preestablecido.		
Function of coordinates (función de coordenadas) - Restricción sólo válida para Modo FEM .		

6.3 Análisis estáticos

Se van a efectuar análisis estáticos con diversas combinaciones de restricciones, desde la que presenta un mayor grado de libertad hasta la combinación en la cual el programa no presente problemas de insuficiencia de limitaciones.

Los análisis estáticos que se realizarán serán de dos tipos, se efectuará un análisis Single-Pass y un análisis Multi-Pass para cada combinación de restricciones. Una vez realizados ambos análisis, se deben comparar los resultados que ofrecen para poder determinar si existen diferencias entre ellos y si son igual de precisos, de manera que se obtenga la solución de cual de estos análisis se puede y debe emplear para el estudio.

6.3.1 Comparativa entre los análisis de *Mechanica*: Single-Pass y Multi-Pass

Cuando se utiliza el método GEA (Geometric Element Analysis - Análisis de elementos geométricos) la estructura del modelo se divide en elementos geométricos que siguen/mapean la geometría de la estructura. Después de que la estructura sea mallada, cada borde del modelo de elementos geométricos se asocia con un orden de polinomio. El orden de polinomio puede variar de uno a nueve y se utiliza para describir la deformación de cada borde de la malla de elementos geométricos.

Hay dos métodos en “*Mechanica*” que se pueden usar para elevar estos polinomios con el fin de converger en la solución:

- Single-Pass Adaptive (SPA)
- Multi-Pass Adaptive (MPA).

6.3.1.1 SINGLE-PASS ADAPTIVE

Single-Pass Adaptive (SPA) se refiere a un método que utiliza “*Mechanica*” para obtener la convergencia de la solución.

Cuando se ejecuta un análisis de convergencia SPA, “*Mechanica*” resuelve el problema en el orden polinomio tres y estima los errores de esfuerzos locales. Estos errores se determinan por la diferencia entre los valores de tensión calculados utilizando dos métodos diferentes (“super-converged stress” y “single element stress results”). El orden del polinomio se incrementa hasta el nivel necesario para resolver el número de grados de libertad. El último error RMS (Root Mean Square - Error Medio Cuadrático) de esfuerzos presentado en el archivo de resumen se calcula por muestreo de las estimaciones de error local (las mismas que se utilizan para actualizar los polinomios).

6.3.1.2 MULTI-PASS ADAPTATIVE

Si los errores estimados a partir de Single-Pass Adaptive (SPA) para la convergencia no son aceptables, se cambiará a un análisis Multi-Pass Adaptive de convergencia (MPA) para los estudios de diseño posteriores. A modo de información, señalar que el método de Multi-Pass no está disponible para los análisis estáticos de gran deformación.

En el caso del análisis MPA, “*Mechanica*” realiza los cálculos y aumenta el orden del polinomio para cada elemento hasta que los criterios de convergencia sean satisfechos.

- En el paso 1, el análisis se realiza con todos los bordes de la malla con un orden de polinomio n (si el orden inicial escogido es un orden de polinomio 1, la función es de forma lineal). Los resultados de diferentes medidas obtenidas de los bordes de la malla (por defecto o personalizado) se almacenan para que se puedan comparar con valores posteriores y así comprobar convergencia.

- En el paso 2, el análisis se realiza con todos los bordes de la malla con un orden de polinomio $n+1$ (siendo n el orden de polinomio inicial). Los resultados se comparan con el paso anterior y se realiza un chequeo de convergencia en los bordes y en los elementos. Los resultados de los bordes anteriores y actuales que varían en un porcentaje de convergencia mayor al definido por el usuario, se actualizan a un orden de polinomio $n+2$. Los elementos para los cuales la variación de los resultados anteriores y actuales están por debajo o igual a la convergencia definida por el usuario se mantienen en el mismo orden de polinomio.

- El algoritmo del paso P se repite hasta que el porcentaje de convergencia se cumpla para todas las cantidades o se alcance el máximo nivel de orden P .

En la siguiente tabla se resumen brevemente los pasos seguidos por el software para cada uno de estos análisis, donde P es el orden de polinomio.

Tabla 5: Comparativa entre Single-Pass Adaptive y Multi-Pass Adaptive

Single-Pass Adaptive	Multi-Pass Adaptive
<ul style="list-style-type: none"> - Primer paso: * P=3 * Estimación de errores de esfuerzos locales * Nuevo orden P para todos los bordes necesarios - Segundo paso = Último paso 	<ul style="list-style-type: none"> - Primer paso: P=1 - Segundo paso * P=2 * Comparar resultados; % de variación calculado para cada borde * Incrementar en uno el orden P cuando sea preciso (P+1) - Repetir hasta que converja la solución

6.4 Combinación de restricciones

El tema de evaluar las restricciones es complicado, puesto que es difícil dar con la mejor solución. En este capítulo se intentará proponer todas las combinaciones posibles de restricciones, realizando los análisis pertinentes y evaluaciones de resultados de manera que se pueda determinar cual es la solución óptima para poder realizar el análisis a un eje ferroviario.

Se trata de un estudio que se desconoce si ha sido realizado en otros trabajos, pero que se cree importante añadir para evitar que en posteriores proyectos se repita el proceso.

Las restricciones que se van a considerar son:

- DESPLAZAMIENTOS
- GIROS

En primer lugar se propondrá colocar las restricciones en toda la superficie de contacto del eje con las ruedas. Una vez obtenidas todas las combinaciones de este modo, se cambiará a situar las restricciones en una curva que será una circunferencia situada en la mitad del asiento de la rueda. Por ultimo, se finalizará colocando las restricciones en un punto situado en la mitad de cada asiento de rueda. Esto se va a realizar para poder comparar los resultados obtenidos por cada uno de los procedimientos y observar que si son muy similares se puede emplear el método más sencillo, en este caso el de colocar las restricciones en un punto situado en la mitad de cada asiento, para simular en él las restricciones en el eje y así poder ahorrar en tiempo y en complejidad obteniendo resultados fiables.

También se comprobará si los resultados obtenidos en estos casos son similares a los que se obtendrán utilizando la opción de simetría del eje, esto es, por ser simétrico el eje, sólo se estudiará la mitad.

Una vez conocida la finalidad de este capítulo se comienza a proponer posibles combinaciones de restricciones para realizar la evaluación de cada una de ellas:

1ª combinación:

Se comienza posicionando las restricciones de desplazamientos y giros en la superficie de asiento de las ruedas en el eje. La primera combinación de restricciones va a ser la siguiente:

DESPLAZAMIENTOS: Se va a restringir el desplazamiento en el eje “z”, y se supondrá que el desplazamiento en el eje “x” y en el eje “y” sea libre.

GIROS: En este caso, se restringe el giro en el eje “y”, sin embargo, se dejarán libres los giros en los ejes “x” y “z”.

Tabla 6: Restricciones 1ª combinación

	DESPLAZAMIENTOS	GIROS
eje x	libre	libre
eje y	libre	restringido
eje z	restringido	libre

Análisis Single-Pass y Multi-Pass:

Tanto para el análisis Single-Pass como para el análisis Multi-Pass, esta primera opción no es posible debido a que el modelo no está lo suficientemente restringido, de modo que se debe restringir más el desplazamiento del eje para que Pro-ENGINEER pueda realizar el análisis estático.

Los resultados demuestran que el hecho de dejar libre el desplazamiento en el eje “y” supone que el eje estará “flotando en el vacío”.

Una opción sería poner una restricción de apoyo en una de las restricciones de desplazamiento, en este caso, en el eje “y”. Sin embargo, habría que determinar cual es el desplazamiento que permite este apoyo. Para simplificar el cálculo del desplazamiento del apoyo, lo que se va a suponer es que el desplazamiento en uno de los ejes que se han supuesto libres se encuentre restringido, es decir, se va a considerar que existe un empotramiento que limite el desplazamiento en dicha dirección.

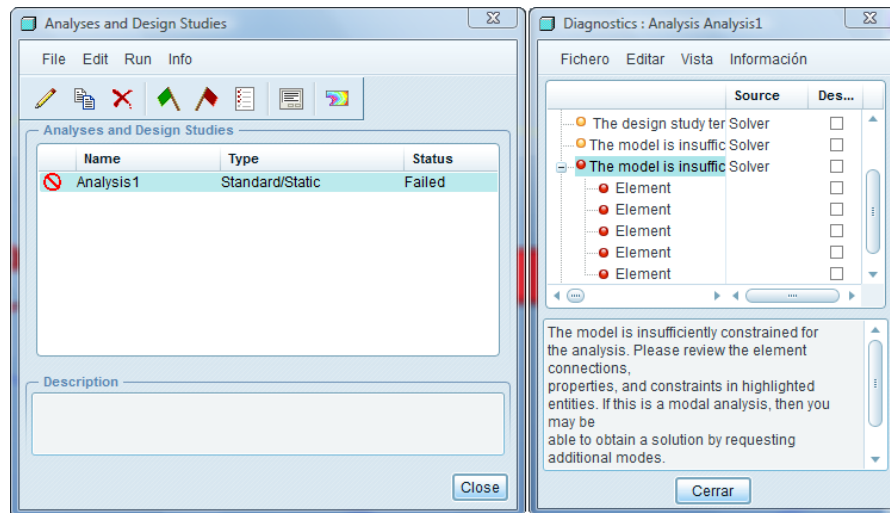


Ilustración 32: Diagnóstico análisis estático 1ª combinación (Single-Pass y Multi-Pass)

Se debe tener en cuenta, como se ha visto anteriormente, que el eje “y” no puede quedar libre, sobre todo si las cargas son en dirección “y”.

2ª combinación:

Otra opción posible de combinación de restricciones es la que se muestra a continuación:

DESPLAZAMIENTOS: Se va a restringir el desplazamiento en el eje “y” y en el eje “z”, y se supondrá que el desplazamiento en el eje “x” sea libre.

GIROS: Como en el caso anterior se restringe el giro en el eje “y” y se dejan libres los giros en los ejes “x” y “z”.

Tabla 7: Restricciones 2ª combinación

	DESPLAZAMIENTOS	GIROS
eje x	libre	libre
eje y	restringido	restringido
eje z	restringido	libre

Análisis Single-Pass y Multi-Pass:

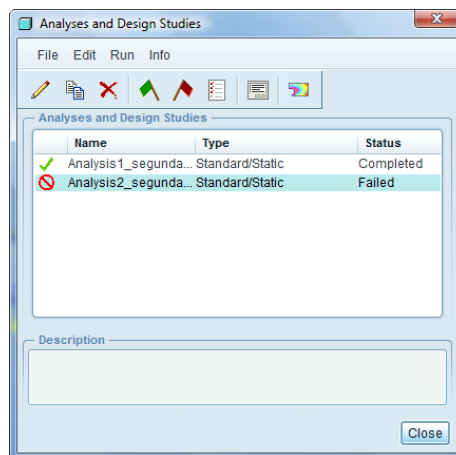


Ilustración 33: Diagnóstico análisis estático 2ª combinación (Single-Pass)

Con esta combinación de restricciones el software no se capaz de realizar el análisis estático del eje mediante el análisis Multi-Pass. Como se ha comentado anteriormente, el método de Multi-Pass no está disponible para los análisis estáticos de gran deformación, esto es lo que ocurre en este caso, el eje esta sometido a unos esfuerzos, junto con la combinación de restricciones seleccionada, que originan una deformación que el método Multi-Pass no es capaz de analizar. Sin embargo, mediante el análisis Single-Pass si que se obtienen resultados, de los cuales se pueden obtener los valores de tensión y desplazamiento del eje, como se muestra en las ilustraciones sacadas del propio programa.

Tabla 8: Resultado análisis Single-Pass 2ª combinación

	Single-Pass
max beam bending	0
max beam tensile	0
max beam torsión	0
max beam total	0
max disp. mag	$3'424360 \cdot 10^{-2}$
max disp. x	$-2'165778 \cdot 10^{-2}$
max disp. y	$-2'692633 \cdot 10^{-2}$
max disp. z	$4'019732 \cdot 10^{-4}$
max prin mag	$-5'545398 \cdot 10^{+1}$
max rot mag	0
max rot x	0
max rot y	0
max rot z	0
max stress prin	$5'387702 \cdot 10^{+1}$
max stress vm	$4'933206 \cdot 10^{+1}$
max stress xx	$-4'659432 \cdot 10^{+1}$
max stress xy	$-2'490832 \cdot 10^{+1}$
max stress xz	9'582659
max stress yy	$2'647411 \cdot 10^{+1}$
max stress yz	-7'242044
max stress zz	$-1'249547 \cdot 10^{+1}$
min stress prin	$-5'545398 \cdot 10^{+1}$
strain energy	$7'358613 \cdot 10^{+2}$

En la tabla anterior se muestran los resultados obtenidos con este tipo de análisis. Estos valores van a ser de gran utilidad para poder compararlos con posibles nuevas combinaciones y nuevas opciones de introducir las restricciones en el eje que se irán proponiendo conforme vaya transcurriendo el desarrollo de este capítulo.

El software empleado también ofrece imágenes de desplazamientos y tensiones del eje. En la siguiente ilustración se muestra la deformada del eje al que se le han aplicado las restricciones descritas anteriormente, se ha aumentado la escala de la deformada para poder contemplar mejor los desplazamientos que se han producido en el eje.

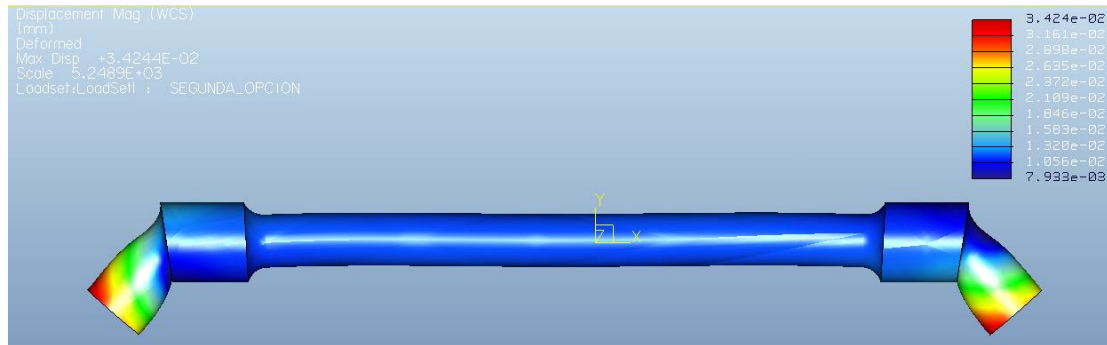


Ilustración 34: Deformada 2ª combinación

3ª combinación:

La última combinación que se va a proponer para el caso de colocar las restricciones en la superficie de contacto entre eje y rueda es la siguiente:

DESPLAZAMIENTOS: Se van a restringir todos los movimientos del eje en cualquier dirección.

GIROS: En este caso, se dejan libres los giros en los tres ejes.

Tabla 9: Restricciones 3ª combinación

	DESPLAZAMIENTOS	GIROS
eje x	restringido	libre
eje y	restringido	libre
eje z	restringido	libre

Análisis Single-Pass y Multi-Pass:

En este caso, tanto para el análisis Single-Pass como para el análisis Multi-Pass, el software es capaz de realizar el análisis estático.

Puesto que con esta combinación de restricciones se han podido llevar a cabo los dos análisis estáticos disponibles, se va a realizar una comparación de los resultados obtenidos por cada procedimiento (SPA y MPA). En la siguiente ilustración se muestran las ventanas que proporciona el software con el resultado de los análisis realizados.

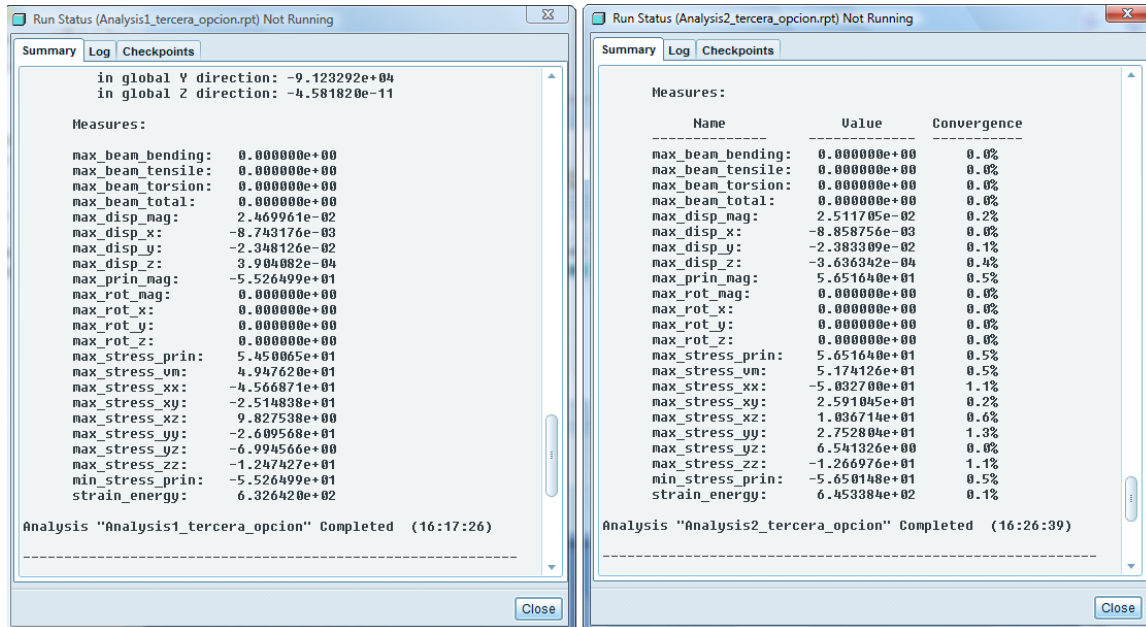


Ilustración 35: Diagnóstico análisis estático 3ª combinación (Single-Pass/Multi-Pass)

En la tabla 10 se muestran los resultados obtenidos con estos dos tipos de análisis, para poder realizar la comparación entre ambos.

Como se puede observar, los resultados son prácticamente similares para los dos tipos de análisis, con una pequeña variación que se supondrá insignificante para este caso, de modo que se puede deducir de ello el poder emplear cualquiera de los dos tipos de análisis para el estudio del eje ferroviario sin que ello suponga un error significativo.

Por esta razón, a partir de este momento y una vez observado que ambos análisis ofrecen unos resultados casi idénticos, se van a realizar únicamente análisis mediante el método Single-Pass, debido a que este análisis es más rápido y más sencillo que el análisis Multi-Pass.

Al igual que en la tabla se observa que los valores obtenidos por cada uno de los análisis son similares, en las ilustraciones de desplazamientos que nos ofrece el software se comprueban estos resultados. Se puede observar en las ilustraciones que se muestran a continuación, como el eje, analizado por cada método, presenta la misma estructura.

Tabla 10: Resultado análisis Single-Pass y Multi-Pass 3ª combinación

	Single-Pass	Multi-Pass
max beam bending	0	0
max beam tensile	0	0
max beam torsión	0	0
max beam total	0	0
max disp. mag	$2'469961 \cdot 10^{-2}$	$2'511705 \cdot 10^{-2}$
max disp. x	$-8'743176 \cdot 10^{-3}$	$-8'858756 \cdot 10^{-3}$
max disp. y	$-2'348126 \cdot 10^{-2}$	$-2'383309 \cdot 10^{-2}$
max disp. z	$3'904082 \cdot 10^{-4}$	$-3'636342 \cdot 10^{-4}$
max prin mag	$-5'525499 \cdot 10^{+1}$	$5'651640 \cdot 10^{+1}$
max rot mag	0	0
max rot x	0	0
max rot y	0	0
max rot z	0	0
max stress prin	$5'450065 \cdot 10^{+1}$	$5'641640 \cdot 10^{+1}$
max stress vm	$4'947620 \cdot 10^{+1}$	$5'174127 \cdot 10^{+1}$
max stress xx	$-4'566871 \cdot 10^{+1}$	$-5'036714 \cdot 10^{+1}$
max stress xy	$-2'514838 \cdot 10^{+1}$	$2'591045 \cdot 10^{+1}$
max stress xz	9'827538	$1'036714 \cdot 10^{+1}$
max stress yy	$-2'609568 \cdot 10^{+1}$	$2'752804 \cdot 10^{+1}$
max stress yz	-6'994566	6'541326
max stress zz	$-1'247427 \cdot 10^{+1}$	$-1'266976 \cdot 10^{+1}$
min stress prin	$-5'526499 \cdot 10^{+1}$	$-5'650148 \cdot 10^{+1}$
strain energy	$6'326420 \cdot 10^{+2}$	$6'453384 \cdot 10^{+2}$

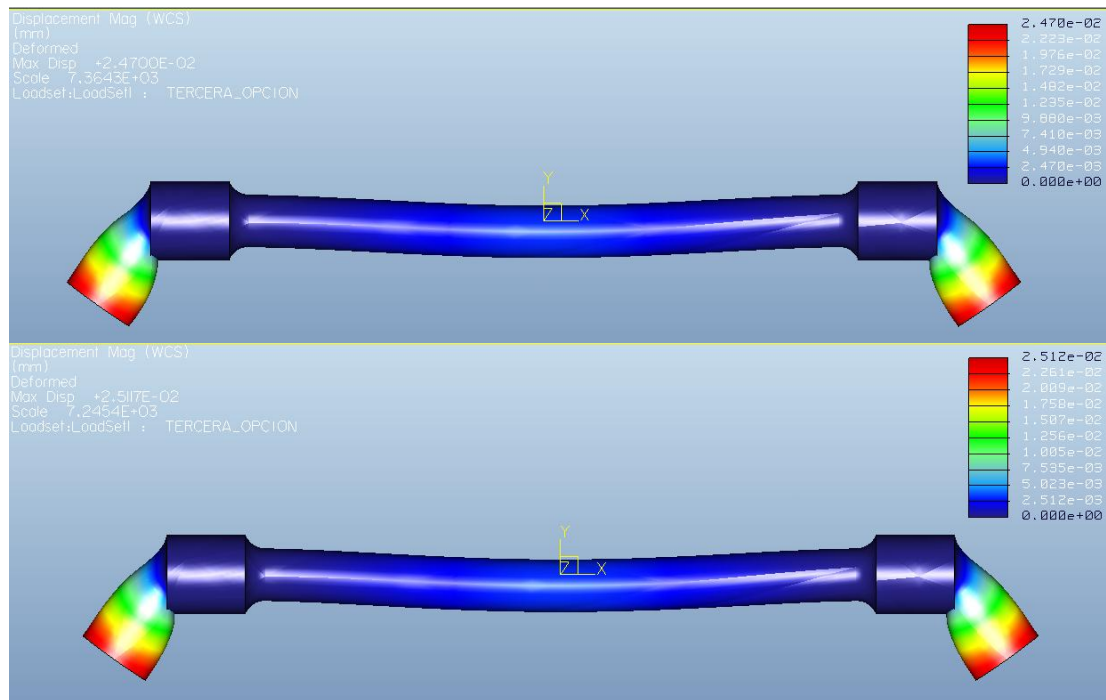


Ilustración 36: Deformada 3ª combinación (Single-Pass/Multi-Pass)

4ª combinación:

Es posible una nueva opción de restricciones, como se ha indicado al comienzo de este apartado, la cual sería la de aplicar las restricciones en una curva, donde los puntos de referencia de la curva se sitúan en la mitad de cada asiento de rueda.

A partir de este punto, se tomará la combinación de restricciones propuesta en la combinación 2, para comparar los resultados obtenidos según el procedimiento empleado, es decir:

Tabla 11: Restricciones de referencia para comparar resultados

	DESPLAZAMIENTOS	GIROS
eje x	libre	libre
eje y	restringido	restringido
eje z	restringido	libre

Análisis Single-Pass:

Se ha comprobado que resulta indiferente emplear un tipo de análisis estático u otro (SPA y MPA), por lo que en este caso se realizará el análisis mediante Single-Pass, ya que es más rápido que el análisis Multi-Pass.

Como se puede observar en la siguiente ilustración, el software no es capaz de realizar este análisis, debido, en primer lugar, a que el punto donde se localiza el apoyo está sometido a una elevada concentración de tensiones, además de producirse el error de que el elemento se encuentra insuficientemente limitado.

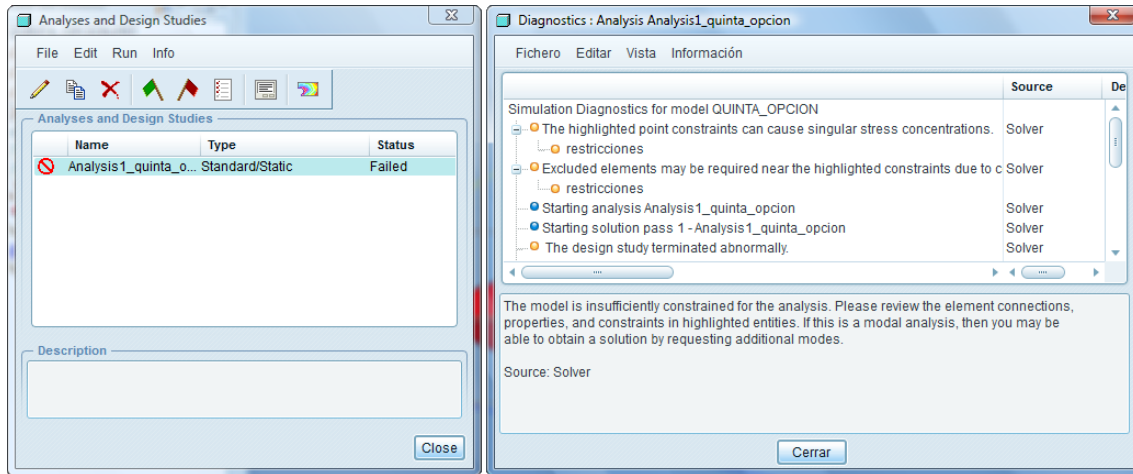


Ilustración 37: Diagnóstico análisis estático 4ª combinación (Single-Pass)

Debido a que el modelo no está lo suficientemente restringido, se va a cambiar la combinación de restricciones a la empleada en la tercera opción, es decir, considerar todos los desplazamientos restringidos y todos los giros libres.

Tabla 12: Nueva combinación de restricciones de referencia para comparar resultados

	DESPLAZAMIENTOS	GIROS
eje x	restringido	libre
eje y	restringido	libre
eje z	restringido	libre

Además, para que no se detenga el análisis por las singularidades, se deben excluir los puntos en los que se dan los problemas. De modo que el procedimiento a seguir para excluir los puntos que dan error es el siguiente:

- En el módulo “Mechanica”, utilizar la herramienta “AutoGEM” – “Control”, y después seleccionar “Isolate for Exclusion” en la pestaña “Type” donde se han de elegir los puntos que se quieren aislar.

- AutoGEM Control:

- ✓ **Isolate for Exclusion** (Aislamiento para exclusión): Se especifican las singularidades y el aislamiento para *Shells*, *Solids* y *Boundary Mesh*.

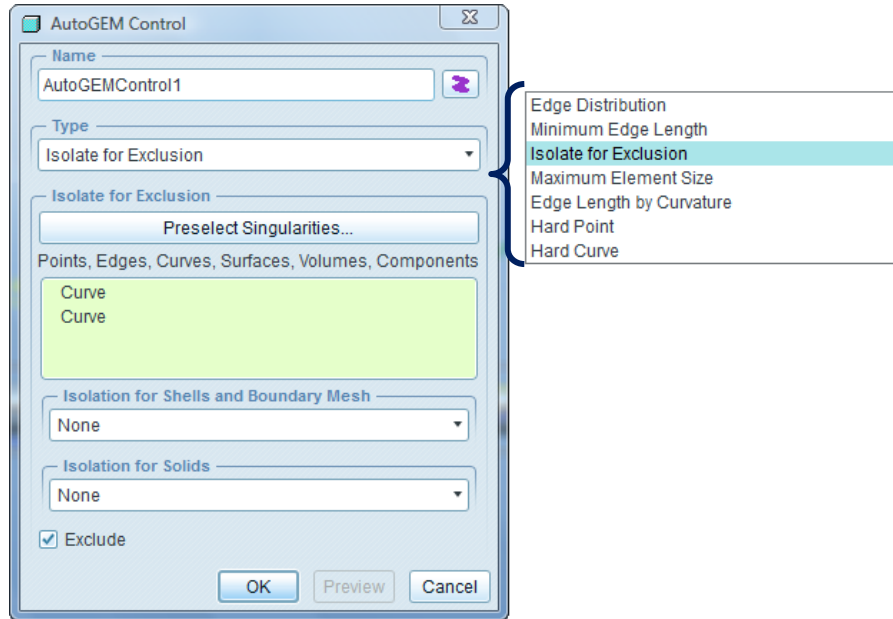


Ilustración 38: AutoGEM Control

- Luego, a la hora de configurar el análisis, en la pestaña “*Excluded Elements*”, se debe marcar "excluir".

- **Excluded Elements** (excluir elementos):

1. **Excluded Elements** (excluir elementos): Se pueden excluir elementos del modelo durante análisis de convergencia o medida. Estos elementos son los que hayan sido seleccionados a través de controles de malla **IEAC**. Cada análisis puede tener un conjunto diferente de elementos excluidos con diferentes controles de malla **IEAC**.
2. **Ignore for normalizing stress errors** (ignorar normalización de los errores de tensión): Sólo disponible para análisis **Single-Pass Adaptive**. De este modo se mejora la precisión general del análisis en lo que a tiempos se refiere.
3. **Ignore** (ignorar):
 - a. **Stresses** (tensiones)
 - b. **Stresses and displacements** (tensiones y desplazamientos)
4. **Limit** (límite): Da la posibilidad de seleccionar un orden de polinomio pequeño con el fin de detener los cálculos de los elementos excluidos en un polinomio inferior al resto del modelo.

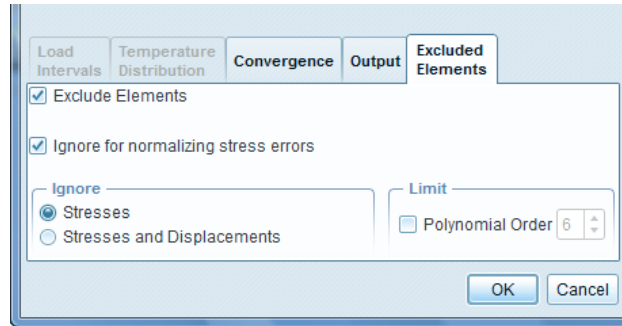


Ilustración 39: Excluded Elements

De modo que una vez excluidos los puntos que dan error, los resultados obtenidos mediante Single-Pass, tanto en valores numéricos como en ilustración, son los siguientes:

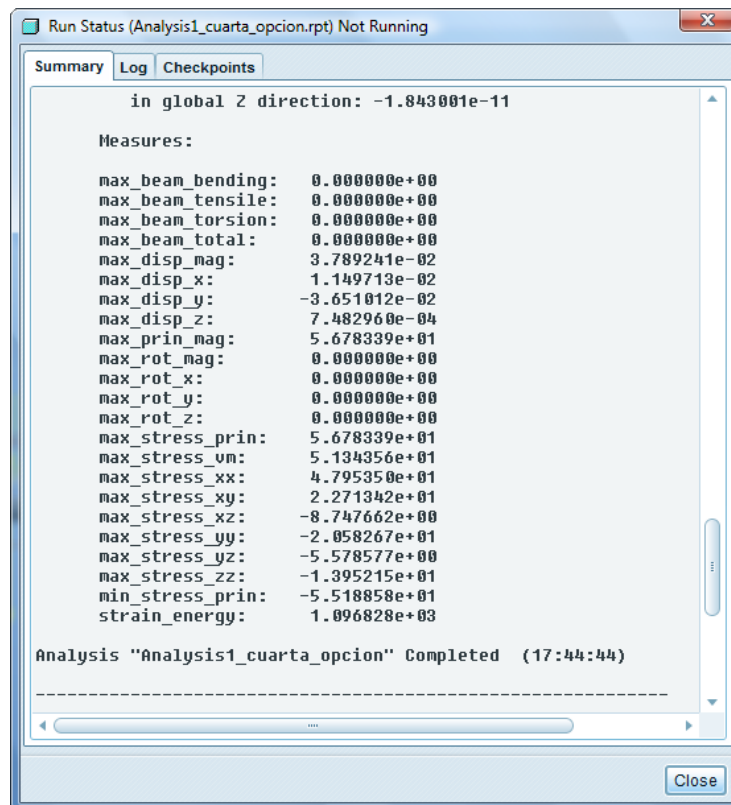


Ilustración 40: Diagnóstico análisis estático 4ª combinación con exclusión

Tabla 13: Resultado análisis Single-Pass 4ª combinación

	Single-Pass
max beam bending	0
max beam tensile	0
max beam torsión	0
max beam total	0
max disp. mag	$3'789241 \cdot 10^{-2}$
max disp. x	$1'149713 \cdot 10^{-2}$
max disp. y	$-3'651012 \cdot 10^{-2}$
max disp. z	$7'482960 \cdot 10^{-4}$
max prin mag	$5'678339 \cdot 10^{+1}$
max rot mag	0
max rot x	0
max rot y	0
max rot z	0
max stress prin	$5'678339 \cdot 10^{+1}$
max stress vm	$5'134356 \cdot 10^{+1}$
max stress xx	$4'795350 \cdot 10^{+1}$
max stress xy	$2'271342 \cdot 10^{+1}$
max stress xz	-8'747662
max stress yy	$-2'058267 \cdot 10^{+1}$
max stress yz	-5'578577
max stress zz	$-1'395215 \cdot 10^{+1}$
min stress prin	$-5'518858 \cdot 10^{+1}$
strain energy	$1'096828 \cdot 10^{+3}$

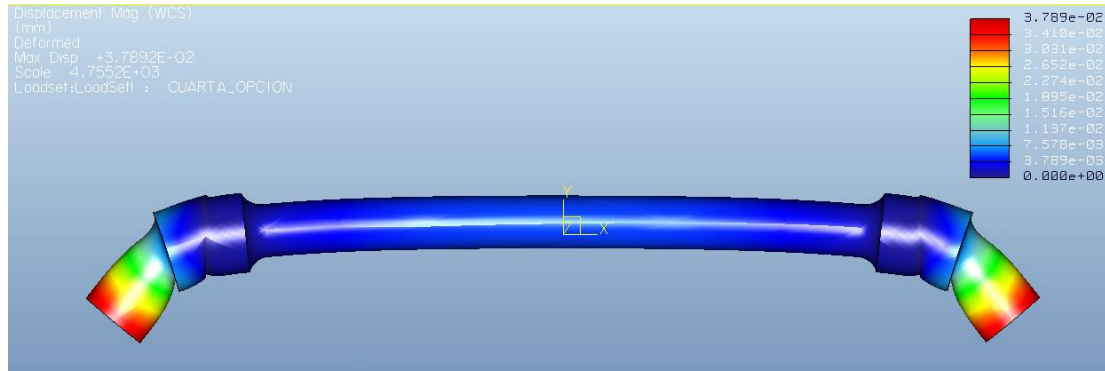


Ilustración 41: Deformada 4ª combinación

En esta imagen se observa muy bien la curva donde se han aplicado las restricciones de desplazamientos y giros. En la realidad se sabe que un eje no va a estar sometido a estas restricciones, sin embargo, para realizar una comparativa, se tomarán los valores como válidos.

Otra característica a destacar es la encurvación del tramo central del eje, desplazamiento que se origina en realidad en los ejes ferroviarios utilizados en la práctica.

5ª combinación:

Una nueva opción posible sería la de aplicar las restricciones en un punto (similar a un apoyo simple de Resistencia de Materiales), donde esos puntos de referencia se sitúan en la mitad de cada asiento de rueda.

En este caso, al igual que en el anterior, la combinación de restricciones que se propone es restringir todo tipo de desplazamiento, dejando libres los giros.

Tabla 14: Combinación de restricciones de referencia para comparar resultados

	DESPLAZAMIENTOS	GIROS
eje x	restringido	libre
eje y	restringido	libre
eje z	restringido	libre

Análisis Single-Pass:

Tras realizar un primer análisis se obtiene un error de restricciones, como en el caso anterior, de modo que se deben excluir los puntos donde se dan los problemas.

En esta nueva combinación, los puntos a excluir son los mismos donde se aplican las restricciones de apoyo.

El resultado de esta opción es el que se muestra en las siguientes ilustraciones.

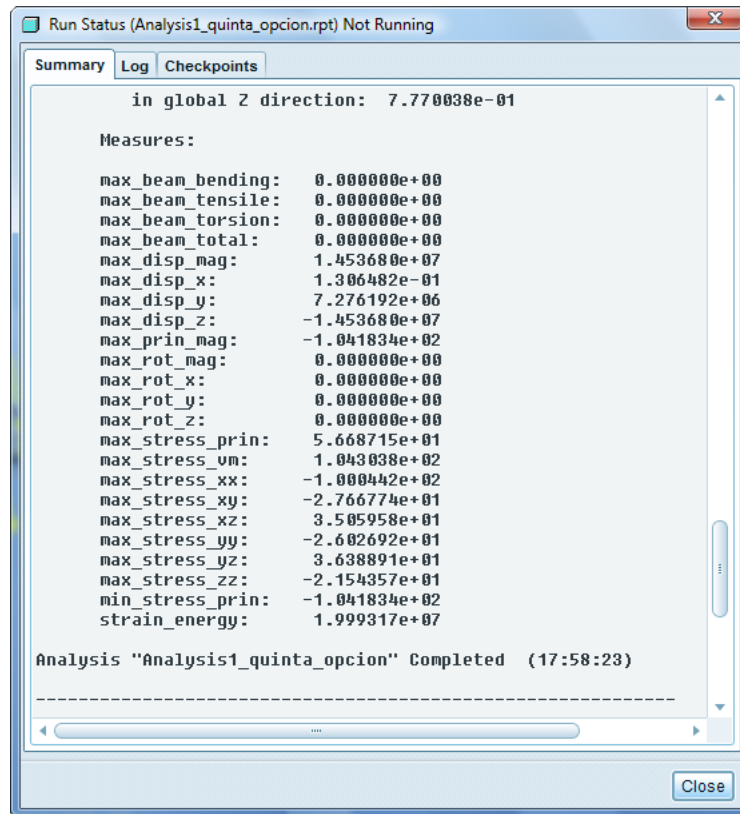


Ilustración 42: Diagnostico análisis estático 5ª combinación

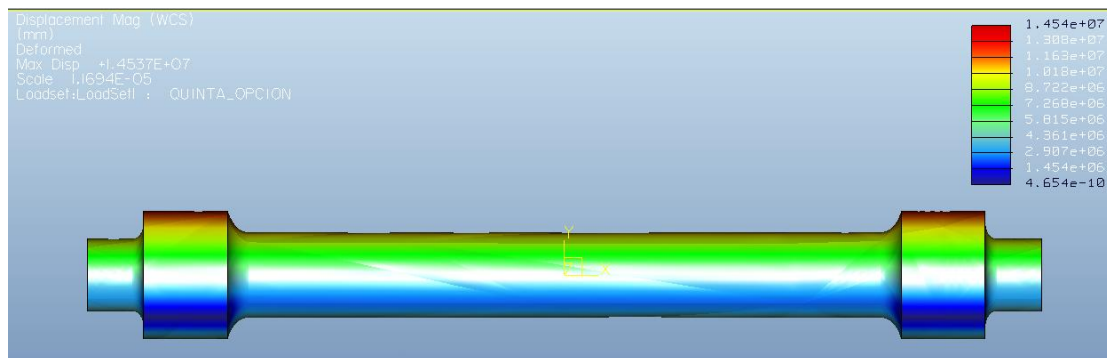


Ilustración 43: Deformada 5ª combinación

Una vez se tienen los resultados mediante ésta combinación, se van a comparar estos valores con los obtenidos con la misma combinación de restricciones en los casos anteriores. De modo que en la siguiente taba se mostrarán todos los resultados obtenidos.



Tabla 15: Resultados de tres análisis comparativos

	Restricciones en la superficie	Restricciones en una curva	Restricciones en un punto
max beam bending	0	0	0
max beam tensile	0	0	0
max beam torsión	0	0	0
max beam total	0	0	0
max disp. mag	$2'469961 \cdot 10^{-2}$	$3'789241 \cdot 10^{-2}$	$1'453680 \cdot 10^{+7}$
max disp. x	$-8'743176 \cdot 10^{-3}$	$1'149713 \cdot 10^{-2}$	$1'306482 \cdot 10^{-1}$
max disp. y	$-2'348126 \cdot 10^{-2}$	$-3'651012 \cdot 10^{-2}$	$7'276192 \cdot 10^{+6}$
max disp. z	$3'904082 \cdot 10^{-4}$	$7'482960 \cdot 10^{-4}$	$-1'453680 \cdot 10^{+7}$
max prin mag	$-5'525499 \cdot 10^{+1}$	$5'678339 \cdot 10^{+1}$	$-1'041834 \cdot 10^{+2}$
max rot mag	0	0	0
max rot x	0	0	0
max rot y	0	0	0
max rot z	0	0	0
max stress prin	$5'450065 \cdot 10^{+1}$	$5'678339 \cdot 10^{+1}$	$5'668715 \cdot 10^{+1}$
max stress vm	$4'947620 \cdot 10^{+1}$	$5'134356 \cdot 10^{+1}$	$1'043038 \cdot 10^{+2}$
max stress xx	$-4'566871 \cdot 10^{+1}$	$4'795350 \cdot 10^{+1}$	$-1'000442 \cdot 10^{+2}$
max stress xy	$-2'514838 \cdot 10^{+1}$	$2'271342 \cdot 10^{+1}$	$-2'766774 \cdot 10^{+1}$
max stress xz	9'827538	-8'747662	$3'505958 \cdot 10^{+1}$
max stress yy	$-2'609568 \cdot 10^{+1}$	$-2'058267 \cdot 10^{+1}$	$-2'602692 \cdot 10^{+1}$
max stress yz	-6'994566	-5'578577	$3'638891 \cdot 10^{+1}$
max stress zz	$-1'247427 \cdot 10^{+1}$	$-1'395215 \cdot 10^{+1}$	$-2'154257 \cdot 10^{+1}$
min stress prin	$-5'526499 \cdot 10^{+1}$	$-5'518858 \cdot 10^{+1}$	$-1'041834 \cdot 10^{+2}$
strain energy	$6'326420 \cdot 10^{+2}$	$1'096828 \cdot 10^{+3}$	$1'999317 \cdot 10^{+7}$

Una vez se tienen todos los resultados obtenidos por los tres procedimientos antes descritos, se observa que los valores no se corresponden de un análisis a otro. Los valores más similares son los obtenidos en los análisis donde se han aplicado las restricciones en la superficie del eje en contacto con la rueda y en una curva en la mitad de cada asiento de la rueda. Los resultados obtenidos en el análisis aplicando las cargas en un punto distan mucho de los obtenidos en los otros dos casos. El motivo de estos resultados tan distantes es muy obvio, una superficie con unas restricciones tiene más zona de contacto que un punto que aguante las mismas restricciones. Para poner un ejemplo gráfico, no es lo mismo, a igualdad de cargas aplicadas, sujetar y agarrar un bolígrafo con la mano entera, que con un solo dedo, que en un único punto. Lo mismo ocurre en el caso del eje, por esta razón, los valores obtenidos en el caso de colocar las restricciones en un punto son muy superiores que en el caso de colocarlas en una curva o en una superficie, tanto en el caso de desplazamientos como en el caso de tensiones.

Esto también se observa en las ilustraciones de los desplazamientos producidos en los ejes sacadas del software, siendo la obtenida por el procedimiento de aplicar las cargas en un punto la que más se diferencia de las anteriores.

De modo que se estima que los valores más adecuados para el estudio de un eje ferroviario es el obtenido aplicando las restricciones en la superficie del eje donde van a ir situadas las ruedas del ferrocarril, la cual es la situación que más se acerca a la realidad.

6ª combinación:

Debido a que se cuenta con una geometría simétrica en el eje a estudio, se va a proponer utilizar la aplicación que ofrece Pro-ENGINEER (herramienta de simetría) y realizar el análisis para observar si los resultados obtenidos son iguales que en el caso del modelo del eje completo.

Lo primero que se va a realizar para este caso es modelar la mitad del eje, al igual que se ha hecho para el caso del eje completo. A continuación se muestra la geometría del eje en el cual se procederá a utilizar la herramienta de simetría, que proporciona el módulo de “Mechanica”:

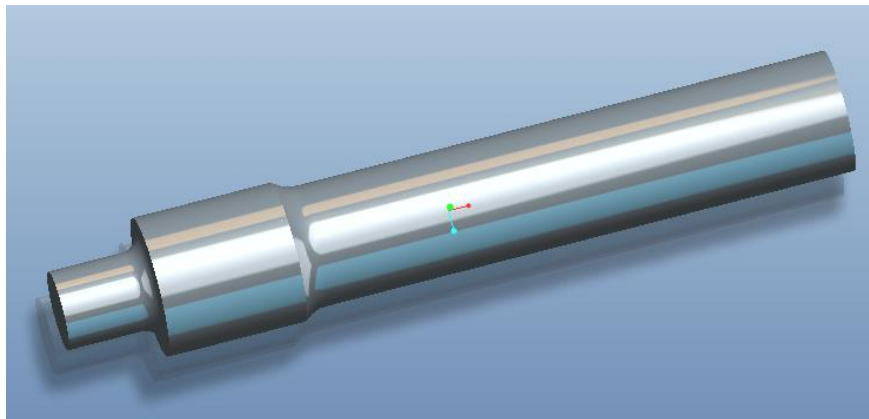


Ilustración 44: Eje con simetría

Como es obvio, para una correcta comprobación de la herramienta de simetría, se deberán proporcionar las mismas condiciones de contorno y tensiones, únicamente en un semieje. En este caso, las condiciones de contorno que se han elegido son dejar el desplazamiento en sentido longitudinal del eje libre, así como los giros. Se comienza proponiendo el desplazamiento en el eje “x” libre para dejar al eje con un grado de libertad mayor que en el caso de restringir todos los desplazamiento, que se realizará más adelante.

Tabla 16: Combinación de restricciones de referencia para comparar resultados

	DESPLAZAMIENTOS	GIROS
eje x	restringido	libre
eje y	restringido	libre
eje z	restringido	libre

Análisis Single-Pass:

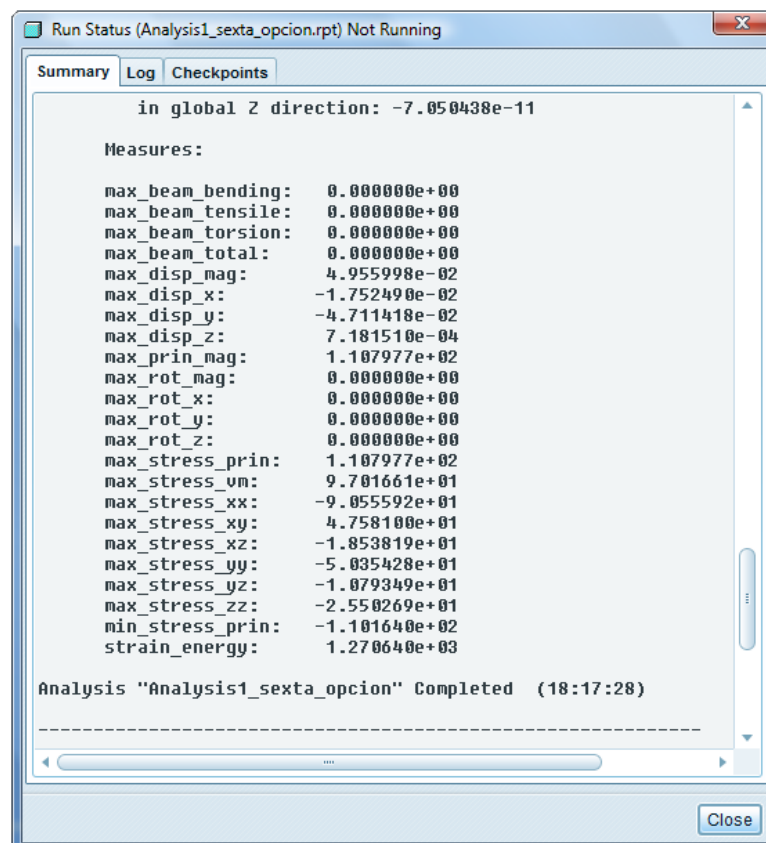


Ilustración 45: Diagnostico análisis estático 6ª combinación

Tabla 17: Resultado eje completo/eje con simetría

	Eje completo	Eje con simetría
max beam bending	0	0
max beam tensile	0	0
max beam torsión	0	0
max beam total	0	0
max disp. mag	$2'469961 \cdot 10^{-2}$	$4'955998 \cdot 10^{-2}$
max disp. x	$-8'743176 \cdot 10^{-3}$	$-1'752490 \cdot 10^{-2}$
max disp. y	$-2'348126 \cdot 10^{-2}$	$-4'711418 \cdot 10^{-2}$
max disp. z	$3'904082 \cdot 10^{-4}$	$7'181510 \cdot 10^{-4}$
max prin mag	$-5'525499 \cdot 10^{+1}$	$1'107977 \cdot 10^{+2}$
max rot mag	0	0
max rot x	0	0
max rot y	0	0
max rot z	0	0
max stress prin	$5'450065 \cdot 10^{+1}$	$1'107977 \cdot 10^{+2}$
max stress vm	$4'947620 \cdot 10^{+1}$	$9'701661 \cdot 10^{+1}$
max stress xx	$-4'566871 \cdot 10^{+1}$	$-9'055592 \cdot 10^{+1}$
max stress xy	$-2'514838 \cdot 10^{+1}$	$4'758100 \cdot 10^{+1}$
max stress xz	9'827538	$-1'853819 \cdot 10^{+1}$
max stress yy	$-2'609568 \cdot 10^{+1}$	$-5'035428 \cdot 10^{+1}$
max stress yz	-6'994566	$-1'079349 \cdot 10^{+1}$
max stress zz	$-1'247427 \cdot 10^{+1}$	$-2'550269 \cdot 10^{+1}$
min stress prin	$-5'526499 \cdot 10^{+1}$	$-1'101640 \cdot 10^{+2}$
strain energy	$6'326420 \cdot 10^{+2}$	$1'270640 \cdot 10^{+3}$

En la tabla anterior se muestran los valores obtenidos en los análisis realizados a un eje completo y a un eje con simetría sometidos a las mismas condiciones de contorno y tensiones. Como se puede ver, los valores, aunque muy similares, varían de un proceso a otro.

Estos resultados se observan también en las siguientes ilustraciones, las cuales muestran las deformadas de ambos casos (eje con simetría y eje completo) para poder comparar los resultados obtenidos en cada una de ellas de una manera más gráfica.

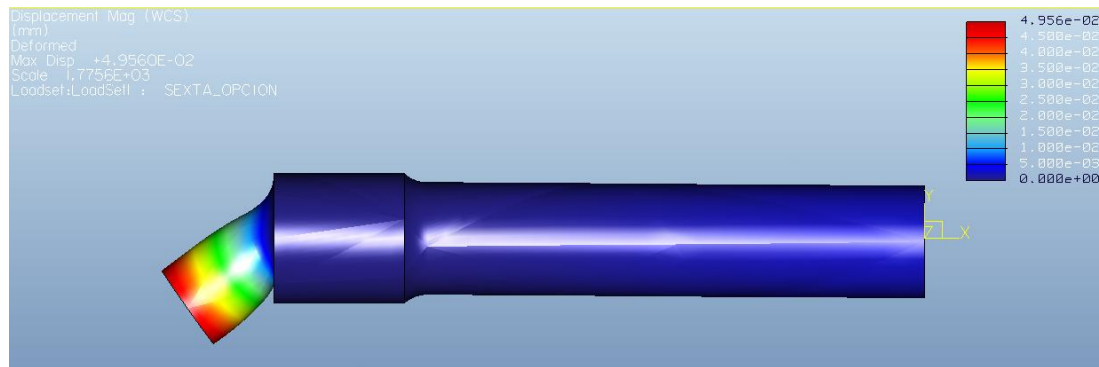


Ilustración 46: Deformada 6ª combinación (eje con simetría)

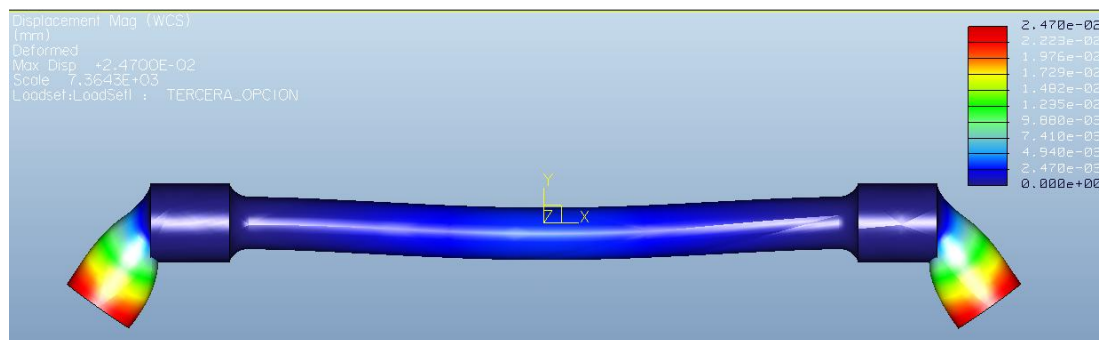


Ilustración 47: Deformada 3ª combinación (eje completo)

Se considera que los valores más cercanos a la realidad del estudio son los obtenidos para el caso del modelado del eje completo, de modo que para este proyecto, el modelo del eje, aunque sea más lento y costoso, se realizará modelando el eje completo y no aplicando la opción de simetría que nos ofrece Pro-ENGINEER.

7ª combinación:

En este nuevo caso, lo que se pretende hacer es modelar un disco sencillo que represente y sustituya a las ruedas. De modo que en la superficie supuesta de contacto entre la rueda y el rail se pondrían las restricciones.

En la siguiente imagen se muestra el modelo del disco que va a actuar de rueda de ferrocarril.

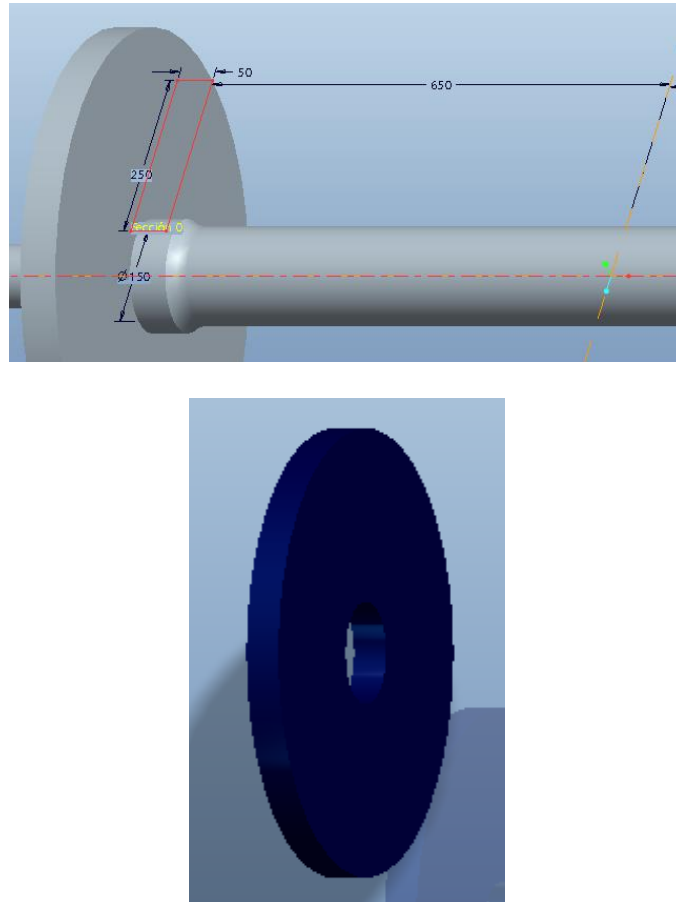


Ilustración 48: Modelado de un disco simulando una rueda de ferrocarril

Una vez modelado el disco se procede a ensamblarlo al eje.

Para ello se utilizará la restricción que aparece como: **definida por el usuario**, en la barra de herramientas, ya que posteriormente, en el Módulo de “Mechanica”, se añadirán los diferentes tipos de contactos entre elementos.

Será necesario introducir un plano de referencia, que servirá de elemento auxiliar en el montaje de la rueda, de manera que una cara conocida de la misma, se apoyará sobre este plano. Para ello, será necesario conocer la distancia del sistema de referencia global utilizado (**PRT_CSYS_DEF**), a la cual se colocará dicho plano de referencia aunque también se puede definir este, pulsando sobre una superficie, punto o arista coincidente con el mismo. En las siguientes figuras se muestra cómo se ha definido el plano mencionado y su posición respecto al eje:

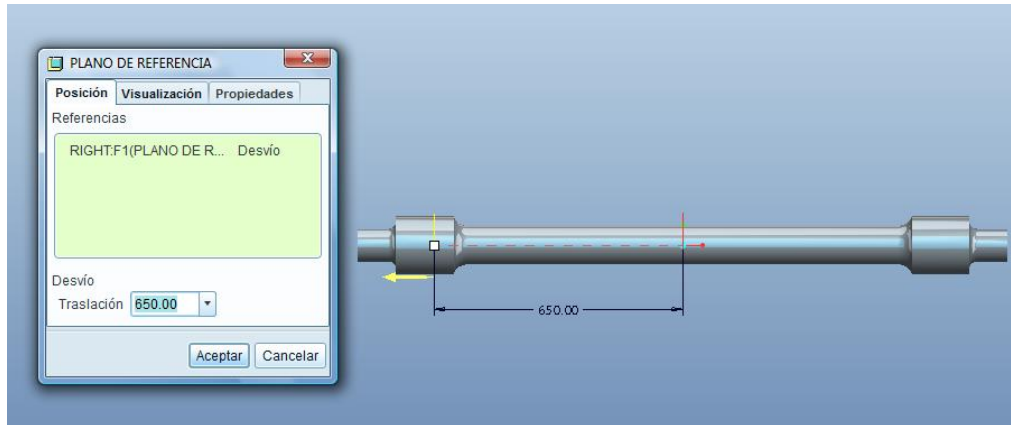


Ilustración 49: Plano de referencia

A continuación se aplicarán restricciones de tipo **automático**, entre el eje y la rueda. En este caso, el programa seleccionará automáticamente la restricción de tipo **insertar** de modo que se alinean la superficie del cubo de la rueda y la superficie de apoyo en el eje. En la siguiente figura se muestra la situación mencionada:

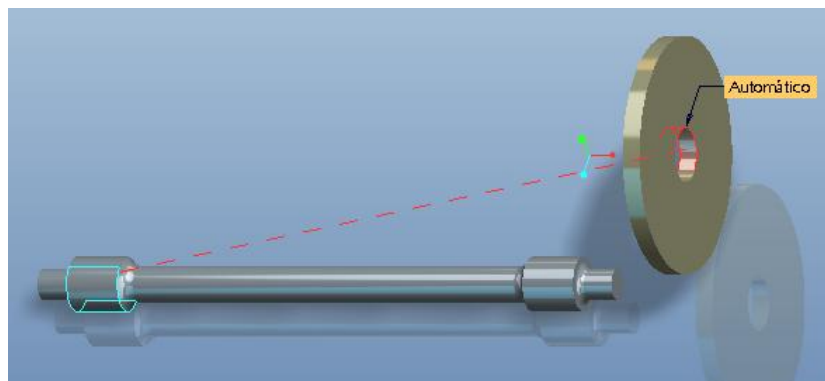


Ilustración 50: Restricción automática eje-rueda

De igual manera, se utilizará el mismo tipo de restricción (**automático**) para definir la posición de la rueda. En este caso, se apoya la cara interior de dicha rueda en el plano de referencia creado antes, por tanto, se selecciona automáticamente la restricción de tipo **apoyar**. En la siguiente figura se observa como se ha definido el apoyo de la rueda con el plano de referencia.

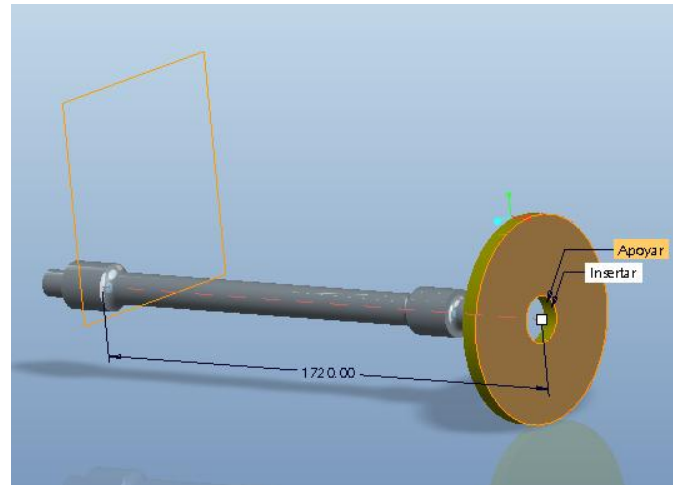


Ilustración 51: Restricción automática rueda-plano de referencia

Una vez realizadas estas operaciones, aparece un mensaje en la ventana activa del programa, el cual indica: **Totalmente restringido**, y también aparecerá el elemento coloreado en amarillo. Esta opción permitirá asegurarse de que la pieza ensamblada, en este caso la rueda, tiene bien definida su posición. En la siguiente figura, en la parte superior se aprecia el mensaje comentado:

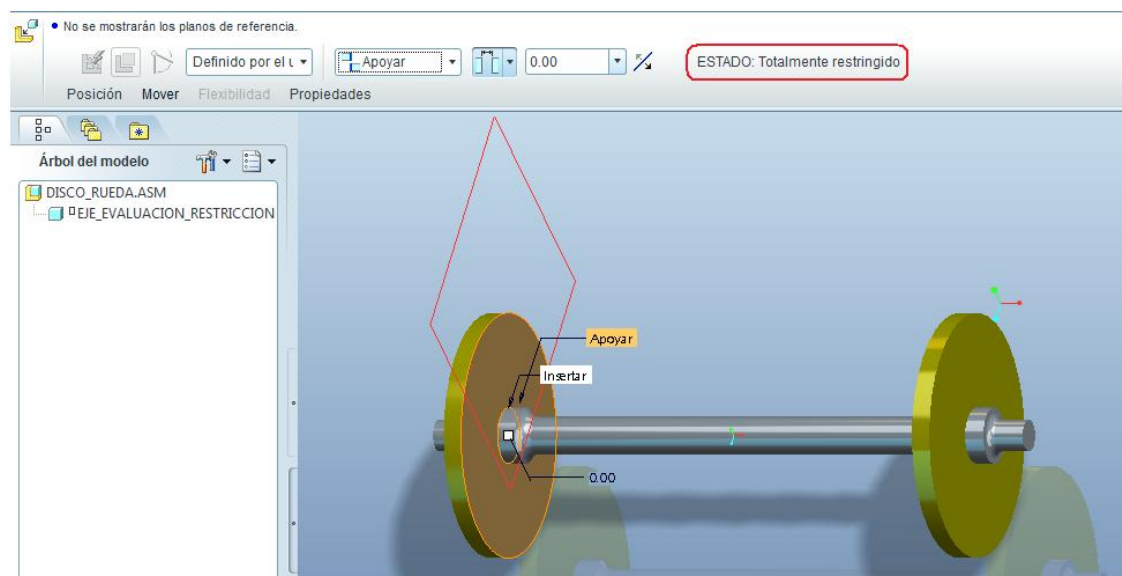


Ilustración 52: Ensamble de los discos al eje

Una vez ensamblado el disco al eje, se crea una “surface region” en forma de elipse en lo que sería el contacto de la rueda con el rail, y ahí es donde se van a aplicar las restricciones de desplazamiento.

En primer lugar se propone dejar libre el movimiento en el eje longitudinal del apoyo derecho y los giros de ambos apoyos.

Es decir:

Tabla 18: Restricciones 7ª combinación

	DISCO IZQUIERDO		DISCO DERECHO	
	DESPLAZAMIENTOS	GIROS	DESPLAZAMIENTOS	GIROS
eje x	restringido	libre	libre	libre
eje y	restringido	libre	restringido	libre
eje z	restringido	libre	restringido	libre

Análisis Single-Pass:

Realizando el análisis estático se obtienen los siguientes resultados:

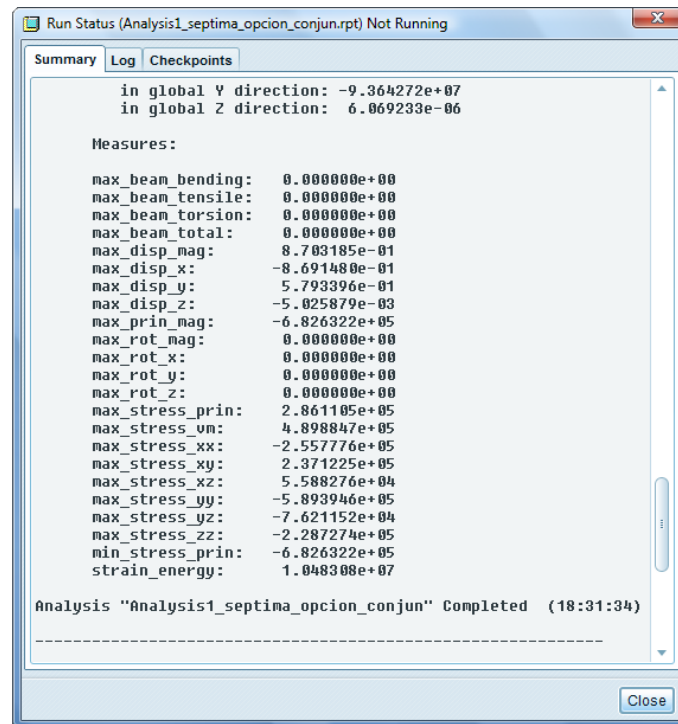


Ilustración 53: Diagnóstico análisis estático 7ª combinación

Hay que prestar gran atención a las unidades, pues en esta tabla, los desplazamientos están en milímetros, pero las tensiones se encuentran en kPa, por esa razón se observan estos valores tan elevados.

Tabla 19: Resultado análisis Single-Pass 7ª combinación

	Single-Pass
max beam bending	0
max beam tensile	0
max beam torsión	0
max beam total	0
max disp. mag	$8'703185 \cdot 10^{-1}$
max disp. x	$-8'691480 \cdot 10^{-1}$
max disp. y	$5'793396 \cdot 10^{-1}$
max disp. z	$-5'025879 \cdot 10^{-3}$
max prin mag	$-6'826322 \cdot 10^{+5}$
max rot mag	0
max rot x	0
max rot y	0
max rot z	0
max stress prin	$2'861105 \cdot 10^{+5}$
max stress vm	$4'898847 \cdot 10^{+5}$
max stress xx	$-2'557776 \cdot 10^{+5}$
max stress xy	$2'371225 \cdot 10^{+5}$
max stress xz	$5'588276 \cdot 10^{+4}$
max stress yy	$-5'893946 \cdot 10^{+5}$
max stress yz	$-7'621152 \cdot 10^{+4}$
max stress zz	$-2'287274 \cdot 10^{+5}$
min stress prin	$-6'826322 \cdot 10^{+5}$
strain energy	$1'048308 \cdot 10^{+7}$

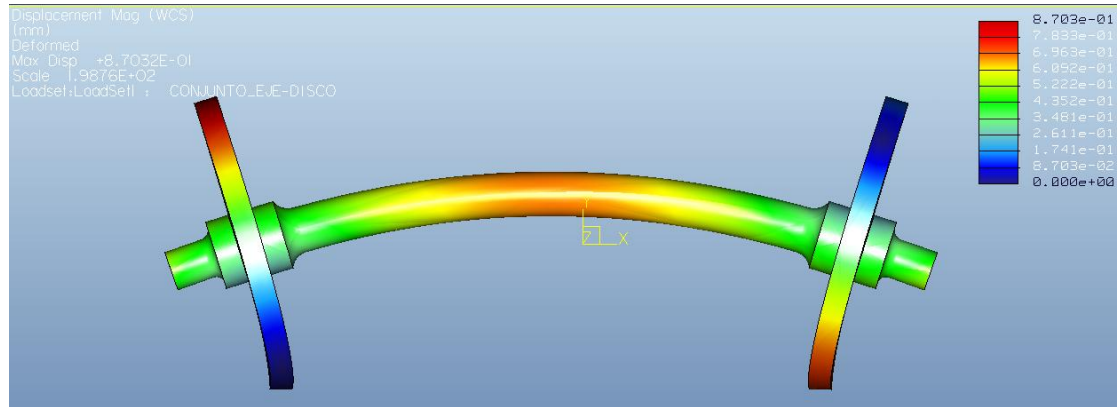


Ilustración 54: Deformada 7ª combinación

En la ilustración anterior ya se puede contemplar la idea de cómo se deforma un eje cuando está sometido a las solicitaciones adecuadas.

8ª combinación:

En esta nueva combinación se va a seguir procediendo de la misma manera que en el caso anterior, lo único que se variará será la combinación de restricciones en la zona que se ha delimitado como la zona de contacto entre la rueda y el rail. Esta vez se restringirán todos los desplazamientos en ambos discos y se dejarán los giros libres, al igual que se ha hecho en las comparaciones anteriores.

Tabla 20: Restricciones 8ª combinación

	DISCO IZQUIERDO		DISCO DERECHO	
	DESPLAZAMIENTOS	GIROS	DESPLAZAMIENTOS	GIROS
eje x	restringido	libre	restringido	libre
eje y	restringido	libre	restringido	libre
eje z	restringido	libre	restringido	libre

Análisis Single-Pass:

Realizando el análisis estático se obtienen los siguientes resultados, que, como en el caso anterior, los desplazamientos vienen dados en milímetros mientras que las tensiones nos vienen dadas en kPa:

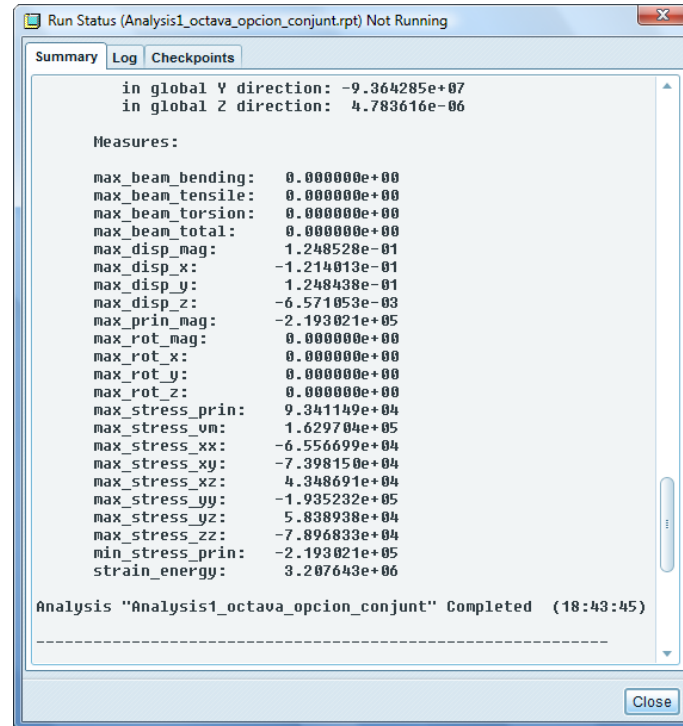


Ilustración 55: Diagnóstico análisis estático 8ª combinación

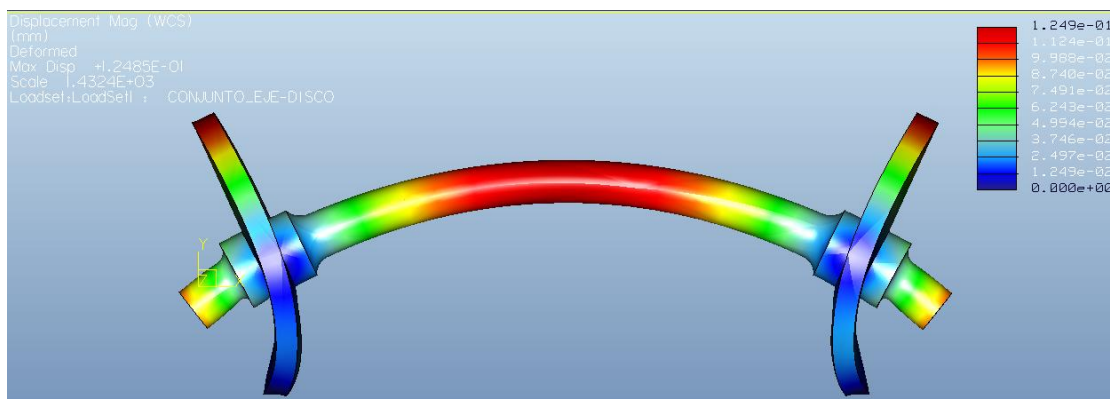


Ilustración 56: Deformada 8ª combinación

A continuación se muestra una tabla con los resultados obtenidos en dos análisis. El primero se corresponde al análisis estático donde la combinación de restricciones empleada se ha colocado en la superficie de asiento de las ruedas sobre el eje, y el segundo es el que aquí se ha realizado, donde se ha modelado un disco simulando las ruedas del ferrocarril y las restricciones se han colocado en la superficie de contacto entre la rueda y el rail (rail que no se va a modelar, sólo se simulará el contacto rueda-rail a través de una elipse), la cual se ha simulado mediante una “*surface region*”. Se han puesto los dos en las mismas unidades para poder realizar a comparación de una manera más clara y sencilla.

Tabla 21: Resultado análisis estático restricciones en el eje/restricciones en los discos

	Restricciones en el eje	Restricciones en los discos
max beam bending	0	0
max beam tensile	0	0
max beam torsión	0	0
max beam total	0	0
max disp. mag	$2'469961 \cdot 10^{-2}$	$1'248528 \cdot 10^{-1}$
max disp. x	$-8'743176 \cdot 10^{-3}$	$-1'214013 \cdot 10^{-1}$
max disp. y	$-2'348126 \cdot 10^{-2}$	$1'248438 \cdot 10^{-1}$
max disp. z	$3'904082 \cdot 10^{-4}$	$-6'571053 \cdot 10^{-3}$
max prin mag	$-5'525499 \cdot 10^{+1}$	$-2'193021 \cdot 10^{+5}$
max rot mag	0	0
max rot x	0	0
max rot y	0	0
max rot z	0	0
max stress prin	$5'450065 \cdot 10^{+1}$	$9'341149 \cdot 10^{+1}$
max stress vm	$4'947620 \cdot 10^{+1}$	$1'629704 \cdot 10^{+2}$
max stress xx	$-4'566871 \cdot 10^{+1}$	$-6'556699 \cdot 10^{+1}$
max stress xy	$-2'514838 \cdot 10^{+1}$	$-7'398150 \cdot 10^{+1}$
max stress xz	9'827538	$4'348691 \cdot 10^{+1}$
max stress yy	$-2'609568 \cdot 10^{+1}$	$-1'935232 \cdot 10^{+2}$
max stress yz	-6'994566	$5'838938 \cdot 10^{+1}$
max stress zz	$-1'247427 \cdot 10^{+1}$	$-7'896833 \cdot 10^{+1}$
min stress prin	$-5'526499 \cdot 10^{+1}$	$-2'193021 \cdot 10^{+2}$
strain energy	$6'326420 \cdot 10^{+2}$	$3'207643 \cdot 10^{+3}$

Como se puede observar en la tabla anterior, los valores obtenidos en cada uno de los análisis distan unos de otros. De modo que se debe analizar cual de los dos modelos es el que se acerca más al modelo real de eje ferroviario.

Posiblemente, los valores tan distantes de tensión y desplazamientos en el caso del eje con la rueda se deban a la zona ficticia de contacto entre la rueda y el rail. En ese caso, habría que ver qué valores de tensión se tienen en los cambios de sección del eje y compararlos para ambos casos.

De modo que en las siguientes imágenes se van a mostrar los valores obtenidos en el cambio de sección en el eje modelado con el disco y en el caso del eje sólo. Una vez conocidos estos valores se puede comparar ambos y así comprobar las similitudes de ambos modelos.

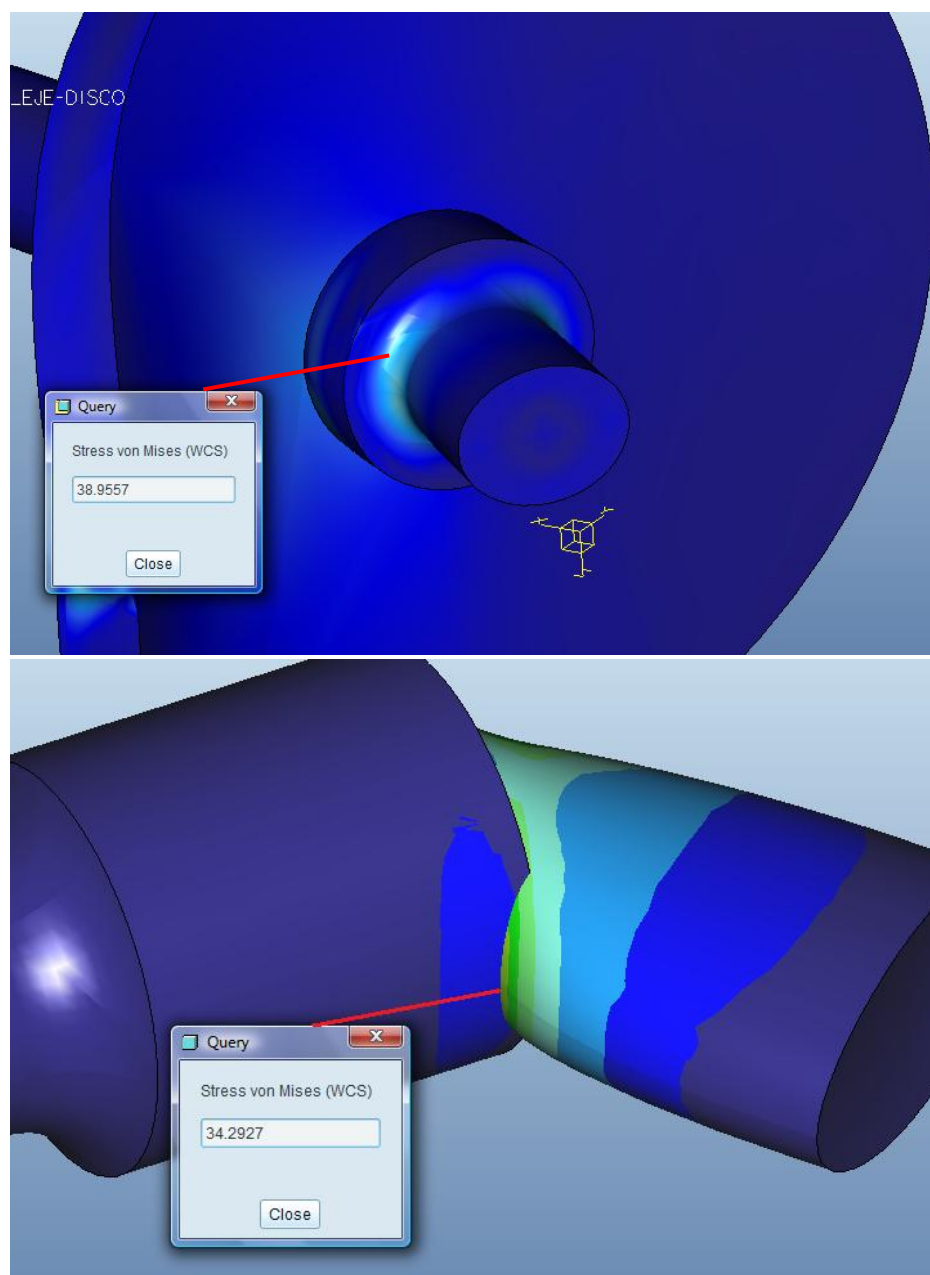


Ilustración 57: Comparativa tensión en cambio de sección en la parte inferior del eje

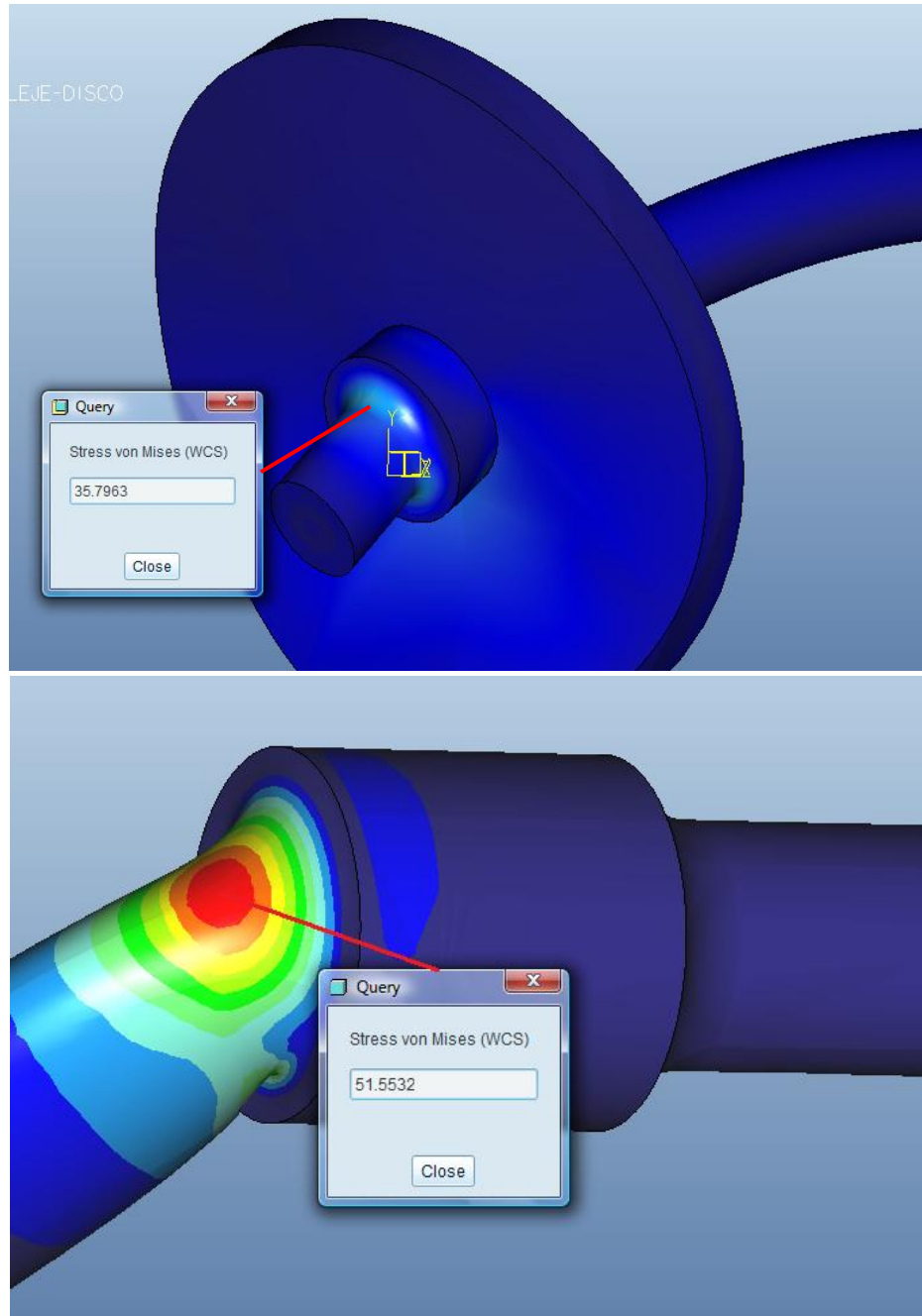


Ilustración 58: Comparativa tensión en cambio de sección en parte superior del eje

Se observa en ambas ilustraciones que existe una diferencia entre los valores de tensiones obtenidos en cada uno de los procedimientos empleados (modelado de un eje con discos y modelado único de un eje).

9ª combinación:

Una nueva opción posible, que como se irá comprobando en el transcurso del proyecto, será la definitiva para los estudios de los análisis en el eje es la siguiente.

Sería la de aplicar las restricciones en dos puntos colocados en la mitad de cada asiento de la rueda, como en la combinación 5ª, con la salvedad de que en este caso, en lugar de ser un punto en el centro, se colocan dos puntos de referencia.

En este caso, la combinación de restricciones que se propone es restringir todo tipo de desplazamiento, dejando libres los giros en el caso de la mangueta de la izquierda. En el caso de la mangueta derecha se dejaran libres tanto los giros como el desplazamiento en sentido longitudinal.

Tabla 22: Restricciones 9ª combinación

	CONTACTO EJE-RUEDA IZQUIERDO		CONTACTO EJE-RUEDA DERECHO	
	DESPLAZAMIENTOS	GIROS	DESPLAZAMIENTOS	GIROS
eje x	restringido	libre	libre	libre
eje y	restringido	libre	restringido	libre
eje z	restringido	libre	restringido	libre

Análisis Single-Pass:

El resultado de esta opción es el que se muestra en las siguientes ilustraciones.



Ilustración 59: Diagnostico análisis estático 9ª combinación

Las medidas marcadas con un asterisco (*) fueron evaluados en, o cerca de las singularidades. Los valores de estas medidas pueden ser inexactos, y se deben utilizar criterios de ingeniería cuando se las interpreta.

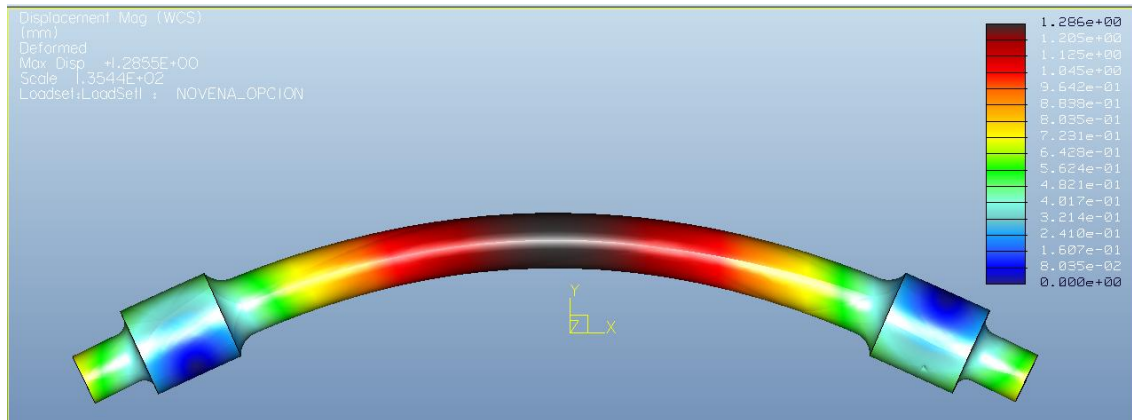


Ilustración 60: Deformada 9ª combinación

Una vez se tienen los resultados mediante ésta combinación, se van a comparar estos valores con los obtenidos con la misma combinación de restricciones en el caso del eje modelado con la rueda. De modo que en la siguiente tabla se mostrarán todos los resultados obtenidos.

Tabla 23: Resultados de dos análisis comparativos

	Eje con Discos	Eje sin Discos
max beam bending	0	0
max beam tensile	0	0
max beam torsión	0	0
max beam total	0	0
max disp. mag	$8'703185 \cdot 10^{-1}$	1'285540
max disp. x	$-8'691480 \cdot 10^{-1}$	$-4'693846 \cdot 10^{-1}$
max disp. y	$5'793396 \cdot 10^{-1}$	1'268801
max disp. z	$-5'025879 \cdot 10^{-3}$	$-2'552543 \cdot 10^{-2}$
max prin mag	$-6'826322 \cdot 10^{+5}$	$-1'816173 \cdot 10^{+6}$
max rot mag	0	0
max rot x	0	0

Tabla 23: Resultados de dos análisis comparativos (continuación)

max rot y	0	0
max rot z	0	0
max stress prin	$2'861105 \cdot 10^{+5}$	$4'779191 \cdot 10^{+5}$
max stress vm	$4'898847 \cdot 10^{+5}$	$1'377151 \cdot 10^{+6}$
max stress xx	$-2'557776 \cdot 10^{+5}$	$-5'975204 \cdot 10^{+5}$
max stress xy	$2'371225 \cdot 10^{+5}$	$-1'707929 \cdot 10^{+5}$
max stress xz	$5'588276 \cdot 10^{+4}$	$-1'094081 \cdot 10^{+5}$
max stress yy	$-5'893946 \cdot 10^{+5}$	$-1'708200 \cdot 10^{+6}$
max stress yz	$-7'621152 \cdot 10^{+4}$	$3'661794 \cdot 10^{+5}$
max stress zz	$-2'287274 \cdot 10^{+5}$	$-4'606667 \cdot 10^{+5}$
min stress prin	$-6'826322 \cdot 10^{+5}$	$-1'816173 \cdot 10^{+6}$
strain energy	$1'048308 \cdot 10^{+7}$	$2'141388 \cdot 10^{+7}$

Como se puede observar en la tabla anterior, los valores no distan mucho unos de otros, así que se debe analizar cual de los dos es el que se acerca más a la realidad. Lo cual se determina en el apartado siguiente de conclusiones.

6.5 Conclusión

Una vez realizadas y analizadas todas las combinaciones posibles de restricciones, se elige cual de ellas va a ser la empleada en el análisis del eje ferroviario que en este trabajo se presenta a estudio.

La combinación seleccionada que se va a utilizar para realizar el análisis del eje ferroviario será la 7ª combinación propuesta en este capítulo, es decir, se modelarán unos discos simulando las ruedas del ferrocarril y se añadirán las restricciones anteriormente descritas en la zona de contacto rueda raíl, sabiendo que el raíl no se va a modelar. De modo que se restringirán todos los desplazamientos en ambos discos y se dejarán los giros libres.

Se observará más adelante que ésta combinación no es la adecuada debido a que no es posible realizar los análisis. De modo que se tendrá que cambiar a la 9ª combinación, pero esto ya se comentará en capítulos posteriores.



En un principio se realizarán los cálculos y análisis mediante la 7ª combinación, como se ha mencionado anteriormente. Es decir, la combinación de restricciones seleccionada para el análisis del eje ferroviario es la que se muestra en la siguiente tabla.

Tabla 24: Restricciones seleccionadas para en análisis del eje ferroviario

	DISCO IZQUIERDO		DISCO DERECHO	
	DESPLAZAMIENTOS	GIROS	DESPLAZAMIENTOS	GIROS
eje x	restringido	libre	libre	libre
eje y	restringido	libre	restringido	libre
eje z	restringido	libre	restringido	libre

Se elige esta combinación porque se supone que es la más próxima a un modelo real de eje ferroviario, donde las restricciones están situadas en las ruedas en lugar de en la zona de contacto entre la rueda y el eje.

En el caso del modelado del eje ferroviario hueco, los discos que se modelarán tendrán un aspecto más acercado al de una rueda de ferrocarril real.



Capítulo 7:

Cálculos previos de cargas



7 Cálculos previos de cargas

7.1 Cargas a aplicar

Una vez definido el problema a estudiar con las diferentes simplificaciones realizadas en el mismo, se procede a explicar las diferentes situaciones que se van a tener en cuenta durante la realización del proyecto.

En primer lugar, es importante tener en cuenta las cargas a aplicar. A continuación se mencionarán las cargas que se encuentran presentes en un eje ferroviario:

- Solicitación debida a la masa suspendida en la superficie en voladizo de los extremos del eje, en la cual va situada la caja de grasa del vehículo ferroviario, la cual es la que permite el enlace entre el eje y el sistema de suspensión.
- El peso propio del eje, que lo aplicará el programa una vez que estén definidos el sentido de la gravedad así como la densidad del material del que están compuestos los diversos elementos del conjunto.
- Precarga generada en el eje debido al proceso de ensamblaje entre eje y rueda. En la realidad estos elementos se unen mediante un proceso industrial que consiste en dilatar el cubo de la rueda elevando la temperatura y por el contrario contraer el eje sometiénolo a bajas temperaturas, lo cual implica que una vez que ambos elementos vuelven a temperatura ambiente después de haberlos colocado en la correcta posición, estos se encuentran tensionados o sometidos a una precarga.

Se procede a continuación a explicar cada una de las cargas mencionadas, las cuales serán las que se introducirán en el modelo definitivo del eje a estudio.

7.2 Carga de diseño

La solicitud debida a la masa suspendida en la superficie del eje en la cual va apoyado el vehículo ferroviario, se puede considerar de la siguiente manera:

- Carga aplicada en toda la superficie indicada.
- Carga aplicada en la superficie superior

La carga del vagón de un tren de alta velocidad aplicada a un eje ferroviario se estima en 18 toneladas por eje. Se ha tomado esta carga ya que es la carga máxima que se ha observado y comprobado que soportan los ejes de trenes de alta velocidad, como se ha comentado en el capítulo 2 de este trabajo. Por lo tanto, la carga será de 9 toneladas en cada extremo del eje.

$$F = \frac{18 \text{ t}}{2} = 9 \text{ t}$$

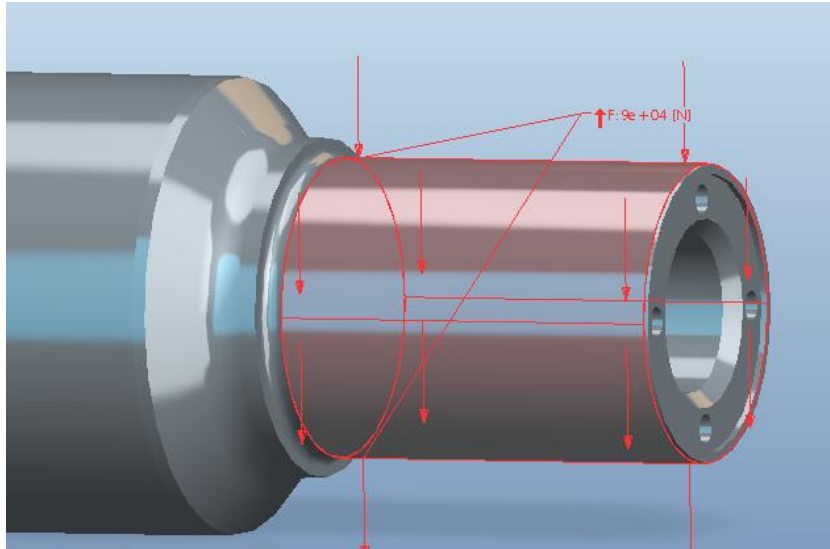


Ilustración 61: Carga aplicada en toda la superficie del voladizo

La situación anterior, en la práctica, no es cierta, ya que debido a la carga definida, el eje únicamente se encuentra sometido a compresión en su superficie superior, siendo la distribución de tensiones en la mitad inferior desconocida hasta ahora. De modo que en este trabajo lo que se considerará es aplicar la carga en la superficie superior de la mangueta, como se muestra en la siguiente ilustración.

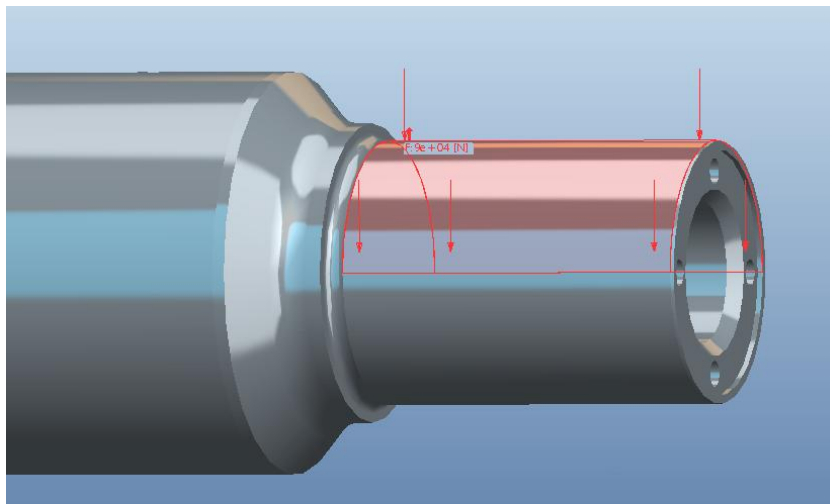


Ilustración 62: Carga aplicada en la superficie superior del voladizo

7.3 Peso propio del eje

Para hacerse una idea del valor del peso propio, se calcula el volumen del eje. El programa da directamente el valor del volumen de la pieza que se ha modelado en las unidades en las que se está trabajando.



En este caso:

$$Volumen = 66022681 \text{ mm}^3$$

La densidad viene definida en la ventana “Definición del material”:

$$\rho = 7'82708 \times 10^{-9} \text{ t/mm}^3$$

Por lo que el peso del eje ferroviario resulta ser:

$$m = 0'517 \text{ t} = 5'168 \text{ kN}$$

De todos modos, la carga del peso propio del eje se introduce directamente en el programa a partir del valor de la aceleración de la gravedad ($9'8 \text{ m/s}^2$) y el valor de la densidad, que el programa la determina por defecto.

7.4 Precarga generada en el eje debido al proceso de ensamblaje de eje y rueda

En este apartado se pretende calcular la precarga en el eje. Esta precarga, se corresponderá con la carga que se supone que la rueda aplica sobre el eje, debido al proceso de fabricación que conlleva dicha unión, en el que ambos elementos se ensamblan bajo una determinada presión y a una diferencia de temperaturas dada.

Se puede extraer de la normativa ferroviaria UNE-EN 13260:2009 el valor de desplazamiento aproximado que sufre la unión eje-rueda, debido a la precarga antes mencionada.

Según la norma, para el apriete entre la zona de calado de la rueda en el eje y el agujero del cubo de la rueda, a menos que el diseñador de la rueda especifique otra cosa, los valores de apriete “ j ” que hay que respetar son, en mm:

- Para el calado en caliente:

$$0'0009 \text{ dm} \leq j \leq 0'0015 \text{ dm}$$

Ecuación 22

- Para calado a presión:

$$0'0010 \text{ dm} \leq j \leq 0'0015 \text{ dm} + 0'06$$

Ecuación 23

Donde dm es el diámetro medio en mm.

De modo que en el caso del eje que se está estudiando, sin hacer todavía distinción en si el calado de la rueda en el eje se va a realizar en caliente o a presión, los valores de apriete que se deben respetar son:

- Para el calado en caliente:

$$\left. \begin{array}{l} 0'0009 dm \leq j \leq 0'0015 dm \\ dm = 230 mm \end{array} \right\} 0'207 mm \leq j \leq 0'345 mm$$

- Para calado a presión:

$$\left. \begin{array}{l} 0'0010 dm \leq j \leq 0'0015 dm + 0'06 \\ dm = 230 mm \end{array} \right\} 0'23 mm \leq j \leq 0'405 mm$$

Se supone que el valor de “ j ” es un valor diametral, este valor se corresponde al desplazamiento que sufre la unión eje-rueda. Como primera aproximación, y no muy alejada de la realidad, se supone que cada elemento sufre el 50% de desplazamiento antes mencionado. Si se coge para que se cumplan ambos casos de calado, este valor se debe encontrar entre 0'23 y 0'345 milímetros, es decir, el eje debe tener un desplazamiento entre 0'115 y 0'1725. De modo que se buscará un desplazamiento de 0'15 mm. En la siguiente ilustración se muestra de un modo gráfico el desplazamiento producido en el apriete.

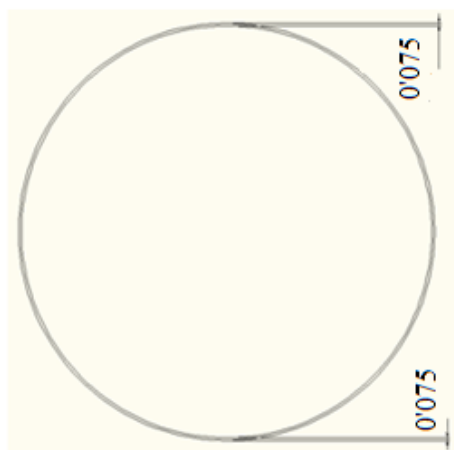


Ilustración 63: Apriete entre la zona de calado de la rueda en el eje

El objetivo de este apartado es encontrar la precarga que se debe introducir en el eje para la cual se obtiene la deformación anteriormente calculada, es decir, de modo

que a partir de la aplicación “*Mechanica*” del programa Pro-ENGINEER, y mediante varias iteraciones, se obtendrá el valor de presión (en este caso de compresión) que se está buscando.

7.4.1 Cálculo de la precarga en el eje

Con el objetivo de obtener únicamente la precarga en la zona del eje en la que se apoya la rueda, se ha restringido todo el eje menos dicha superficie y las secciones contiguas. Además, no se ha tenido en cuenta la acción de la gravedad, de tal manera que la distribución de tensiones en la superficie del eje analizada, es uniforme.

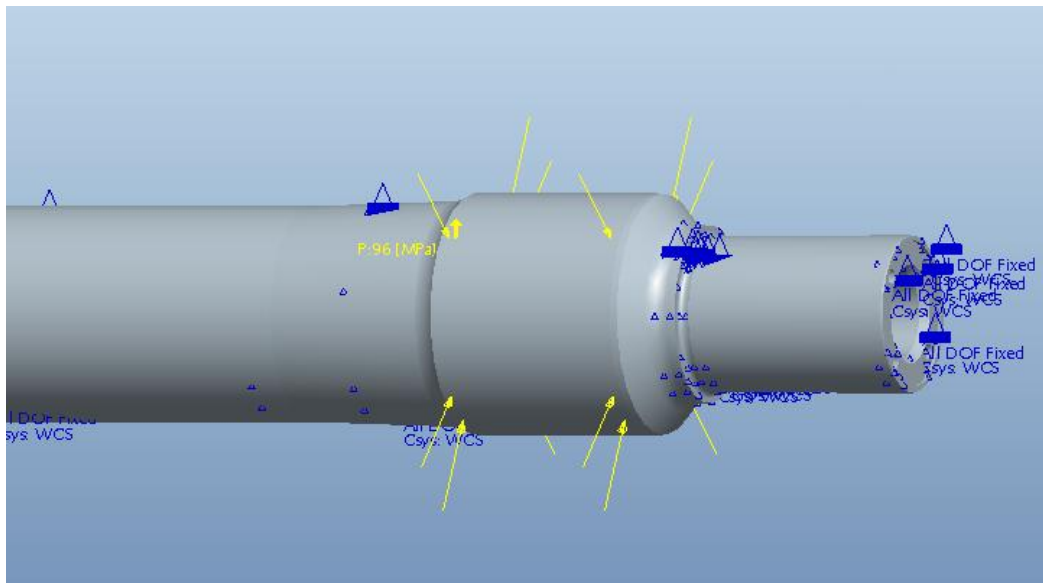


Ilustración 64: Cálculo de la precarga en el eje (Módulo Estándar)

7.4.2 Resultados en desplazamientos del análisis

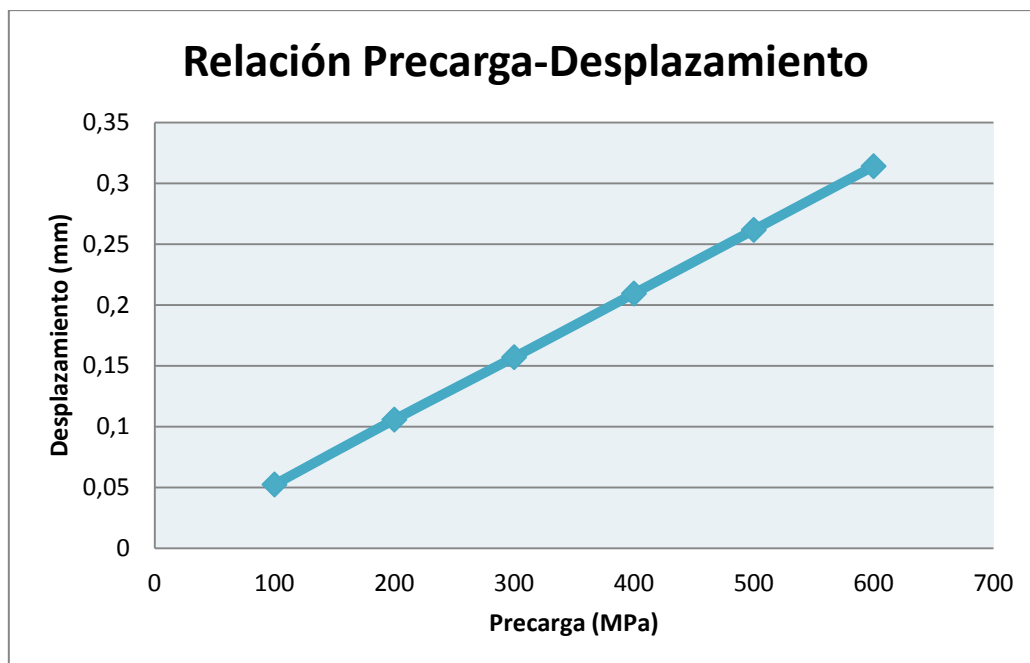
Una vez resuelto el análisis se obtienen un gran número de resultados. En este caso, únicamente interesan los desplazamientos sufridos por la superficie del eje analizada.

A continuación se muestra una tabla y un gráfico donde se puede observar de una manera más gráfica la relación entre la precarga aplicada en la superficie de contacto eje-rueda y el desplazamiento o deformación que se produce en dicha superficie.

De esta manera, para trabajos futuros, no es necesario el cálculo de la precarga por métodos tediosos, si no que simplemente entrando en la tabla o por medio de la gráfica e iterando se puede obtener cualquier valor de precarga para un desplazamiento determinado, siempre y cuando se trate del mismo eje ferroviario con la misma geometría.

Tabla 25: Relación Precarga-Desplazamiento

PRECARGA (MPa)	DESPLAZAMIENTO (mm)
100	0'05233
200	0'10565
300	0'15698
400	0'20931
500	0'26163
600	0'31396



Gráfica 1: Relación Precarga-Desplazamiento

En la siguiente figura se aprecia que, tras varias iteraciones, se obtiene que para una precarga de 144 MPa, dicha superficie sufre una deformación cercana a la buscada, concretamente de 0'07535 mm.

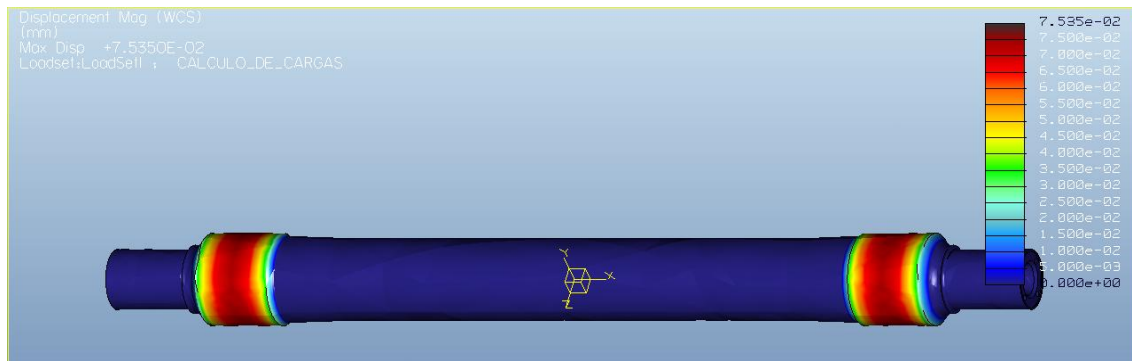


Ilustración 65: Resultados de la precarga en el eje (Módulo de Mecánica)

De modo que el valor de precarga obtenido, el cual se va a considerar aplicado en la zona del eje donde se monta la rueda, será de un valor de 144 MPa a compresión.

$$\text{Precarga} = 144 \text{ MPa}$$

En la siguiente figura, se aprecia la zona donde se aplica esta precarga.

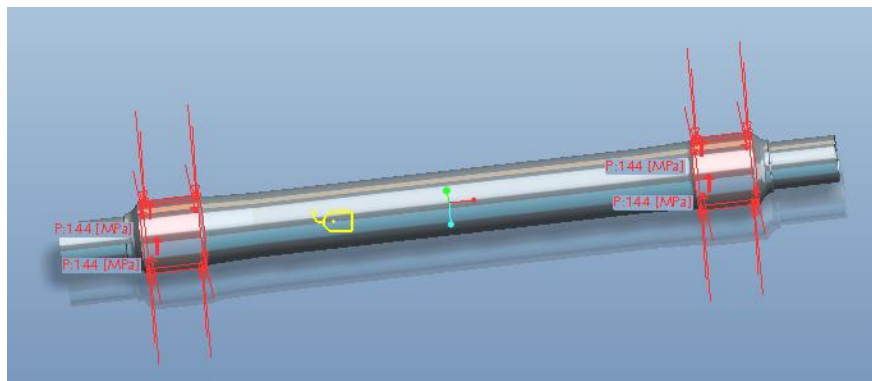


Ilustración 66: Aplicación de la precarga obtenida





Capítulo 8:

Modelado del eje ferroviario



8 Modelado del eje ferroviario

8.1 Modelado del eje

En este capítulo lo que se pretende es realizar el modelo completo del eje, con todas las características geométricas que presenta, como cambios de sección, redondeos, chaflanes, etc. Además de las características físicas, como material y todas las cargas y restricciones que presente y que se han determinado en capítulos anteriores, de manera que el eje quede ya preparado para los análisis que se le van a realizar.

Lo primero que se realizará en el modelado será un esbozo de dicho eje, el cual se realiza mediante las herramientas de revolución y procesos de redondeo y chaflán. Una vez finalizados estos procesos se realizarán los taladros correspondientes a la fijación de la caja de grasa con el eje.

Una vez modelado el eje se modelarán los discos que simulan las ruedas. Las cuales son necesarias para aplicar las restricciones, como se ha comentado en el capítulo 6 de “Evaluación de restricciones”.

Por último y una vez modelado el eje y los discos, se definen las propiedades del material, además de las cargas y restricciones a las que se encuentre sometido.

8.1.1 Perfil básico de revolución del eje

En primer lugar, lo que se hace para modelar el eje es generar el perfil de revolución con la herramienta “Revolución” mediante un “Esbozo”. Para ello se debe elegir el plano donde se va a dibujar la sección que se quiere revolucionar. Una vez seleccionada la posición se dibuja la sección a revolucionar a partir de un eje de revolución de la pieza.

En la siguiente ilustración se muestra la mitad de este perfil a revolucionar, ya que es simétrico. Se han detallado aquí todos los arcos y redondeos en los cambios de sección, de modo que no será preciso utilizar la herramienta “Redondeo” en este modelado.

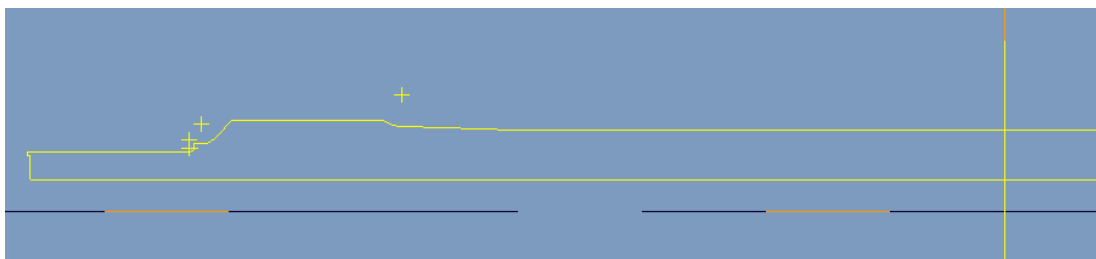


Ilustración 67: Generación del perfil de revolución

No se han mostrado las cotas en la ilustración anterior ya que son demasiadas y lo único que hacen es tapar la visión de lo que verdaderamente importa que es el perfil de revolución del eje.

8.1.2 Proceso de chaflán

Comparando la imagen anterior con la del plano que ha proporcionado RENFE, se observa que lo único que falta para completar el modelado del eje, a excepción de los taladros laterales, es incluir un chaflán entre el agujero del eje hueco y el lateral, y otro chaflán en la parte exterior del extremo del eje.

En las siguientes ilustraciones se muestran los dos chaflanes que faltan para terminar de completar el eje.

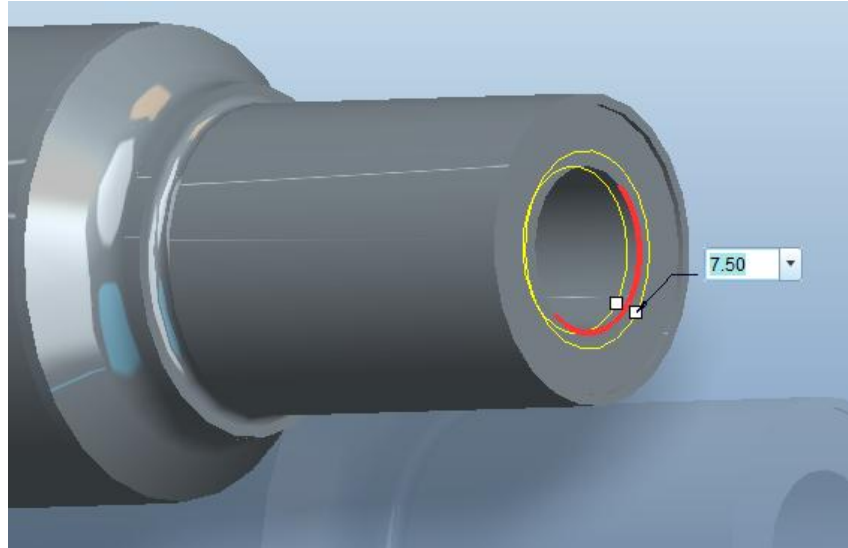


Ilustración 68: Detalle de chaflán de 7'5 mm

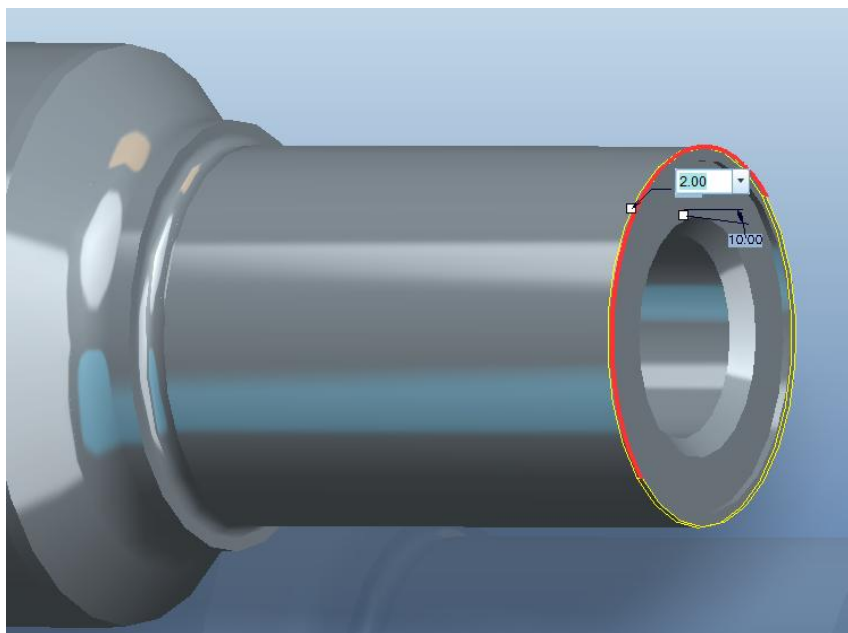


Ilustración 69: Detalle de chaflán de 2mm e inclinación 10°

8.1.3 Proceso de taladros laterales

Como se ve en el detalle “Y” del plano proporcionado por RENFE, en las superficies laterales se sitúan cuatro taladros M16 separados entre sí 90°. Se procede a realizar uno de ellos, y posteriormente se creará un patrón circular para realizar los otros tres.

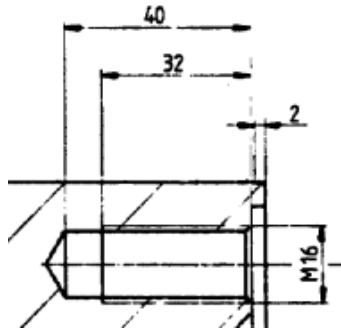


Ilustración 70: Detalle de uno de los taladros laterales del eje

Existe una herramienta predeterminada para crear taladros, denominada “Taladro”, de la cual aparece un menú en la barra de herramientas como el que se ve en la siguiente ilustración, donde se detallan las principales opciones a la hora de crear un taladro.



Ilustración 71: Definición de la geometría del taladro

Una vez realizado el taladro, el siguiente paso es crear un patrón para los taladros restantes. Este proceso se realiza a partir de la herramienta “Patrón” que se encuentra dentro de “Editar”, de donde aparece entonces un nuevo menú en la barra de herramientas como el que se muestra en la ilustración, además, se detallan también las características principales a definir, y una vista previa de la posición de los taladros.

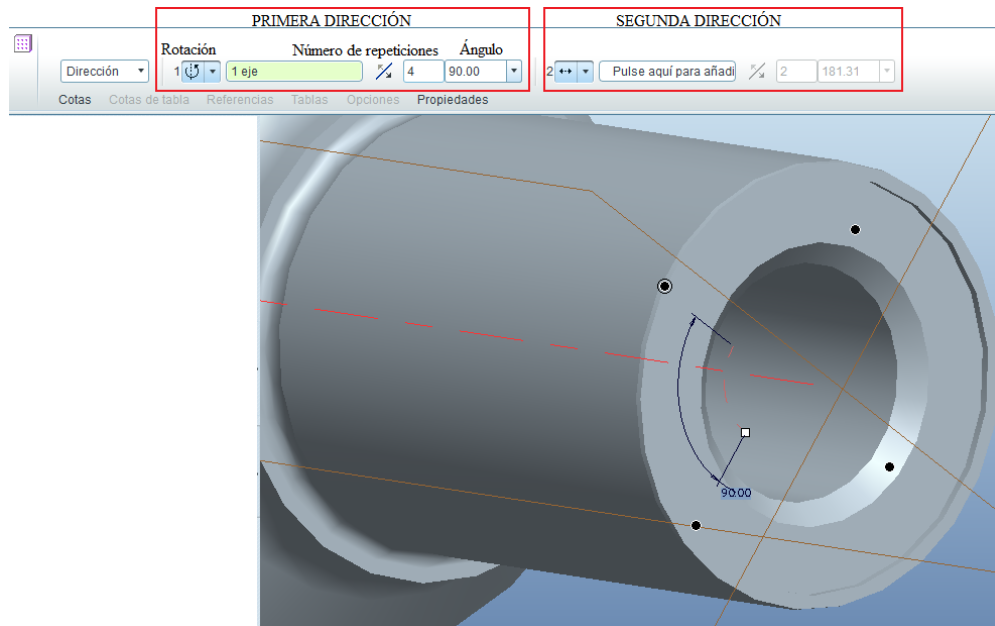


Ilustración 72: Definición del patrón de los taladros

Como se puede observar, es posible reproducir cualquier función en dos direcciones diferentes. En este caso, aunque hay que repetir los taladros en el otro extremo del eje, no es posible utilizar esta segunda dirección para hacerlo, puesto que el programa reproduciría entonces los taladros hacia fuera del eje, ya que la opción *Patrón* repite la función elegida a una distancia determinada, ya sea por rotación (como ha sido el caso) o por traslación.

Por último, se repiten estos pasos en el otro extremo del eje.

En la siguiente ilustración se observan los taladros ya terminados.

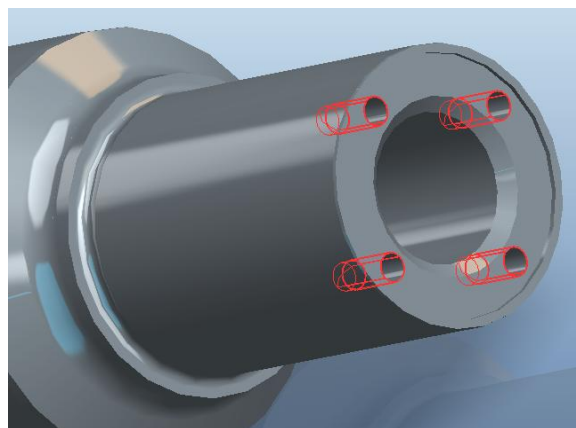


Ilustración 73: Talados laterales

Queda así definida la geometría del eje ferroviario en el módulo “Estándar” de Pro-ENGINEER. Los siguientes apartados se realizan en el módulo “Mechanica”.

De manera que ya se puede ver el aspecto final del eje.

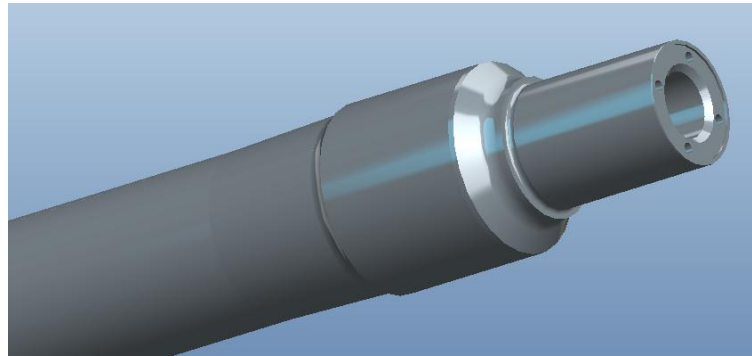
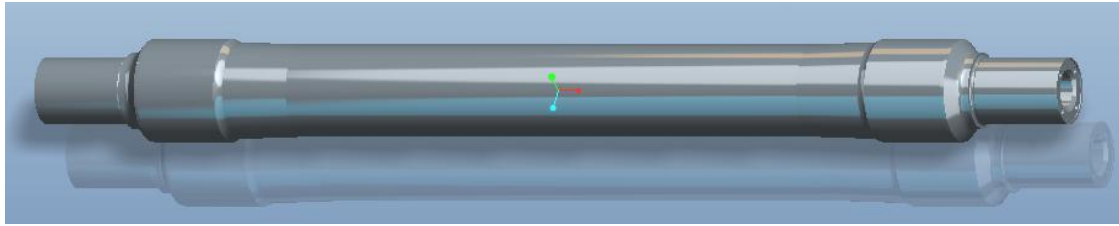


Ilustración 74: Eje ferroviario modelado en Pro-ENGINEER

8.1.4 Modelado de los discos

Como se ha comentado en el capítulo 6 de este trabajo, se van a modelar dos discos que van a simular las ruedas, donde se van a aplicar las restricciones de desplazamientos y de giros. En el plano facilitado por RENFE del eje montado nos podemos hacer una idea de las dimensiones de las ruedas. Al no tener las dimensiones específicas de ellas, se tomarán algunas de las de referencia dadas en el plano. De modo que los discos quedan modelados de la siguiente manera:

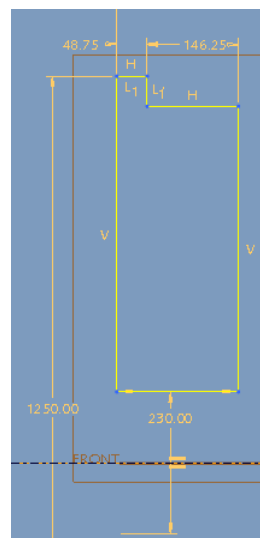


Ilustración 75: Perfil de revolución de los discos que simulan a las ruedas

Se van a realizar unos redondeos en la pestaña del disco para que ofrezcan una imagen más cercana a una rueda de ferrocarril real.

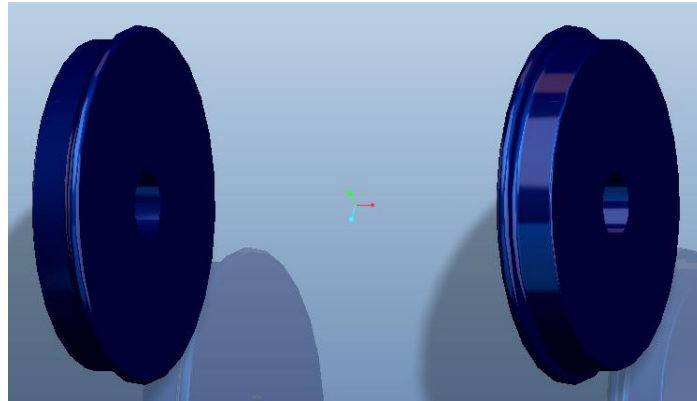


Ilustración 76: Discos simulando las ruedas de ferrocarril modelados con Pro-ENGINEER

A continuación, una vez definida la geometría del eje ferroviario con los discos, lo que debemos hacer es definir las propiedades del material, las restricciones y las cargas del problema.

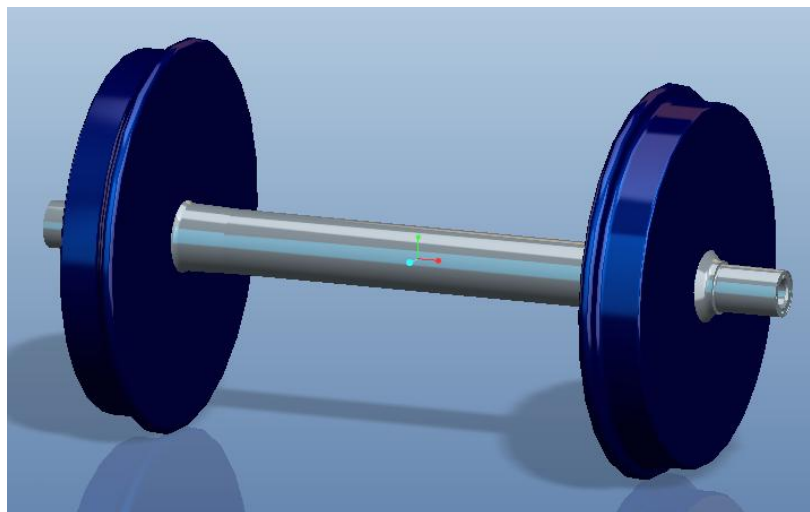


Ilustración 77: Modelo del eje ferroviario con discos

8.2 Definición del material

El material del eje se ha considerado acero al carbono templado A1N, muy utilizado para la fabricación de ejes de ferrocarril, según la UNE-EN 13261 de Diciembre 2009 [10], cuyas propiedades se detallan a continuación:

- Resistencia última a tracción = 600 MPa
- Límite elástico = 395 MPa
- Módulo de Young = 210 GPa



En el caso de los discos que simulan a las ruedas, las propiedades que se les introducen van a ser muy superiores a las del eje, para que no afecten estas a los resultados esperados:

- Resistencia última a tracción = 1200 MPa
- Límite elástico = 800 MPa
- Módulo de Young = 210 GPa

8.2.1 Definición de las propiedades del material

Como se ha detallado en el apartado de definición de material, se va a considerar como material del eje un acero templado al carbono A1N, muy utilizado en ejes ferroviarios.

Se incluyen entonces las propiedades que se detallaron en dicho apartado, en la ventana de “*Definición del material*”, en el módulo “*Mechanica*” del programa.

Es necesario definir también algunas características para el análisis a fatiga:

- Tipo de material: Acero de baja aleación
- Acabado superficial: Granallado. Este proceso consiste en la proyección de partículas abrasivas (granalla) a gran velocidad, que, al impactar con la pieza tratada, produce la eliminación de las imperfecciones. Es un proceso muy utilizado en la industria ferroviaria. Según los manuales de materiales, este proceso asegura la mínima rugosidad que indica el plano de diseño.
- Factor de reducción de la resistencia a la fatiga: Aspectos tales como el tamaño, el tratamiento superficial, o la presencia de muescas o cambios de sección afectan al límite de fatiga de un componente. Para tener en cuenta estos efectos, “*Mechanica*” cuenta con el factor de reducción de la resistencia a la fatiga, K_{rf} .

8.2.1.1 Factor de reducción de la resistencia a la fatiga (K_{rf}) “Eje ferroviario”

Se observa la necesidad de variar el factor de reducción de la resistencia a la fatiga en función de la geometría de la sección crítica que se esté estudiando. Como ya se sabe, este factor se calcula como la inversa del factor de concentración de tensiones.

En este caso, el eje ferroviario a estudio tiene tres cambios de sección para los que habrá que calcular tres factores de concentración de tensiones diferentes. En la siguiente ilustración se detallan las tres secciones que se van a considerar para el análisis a fatiga.

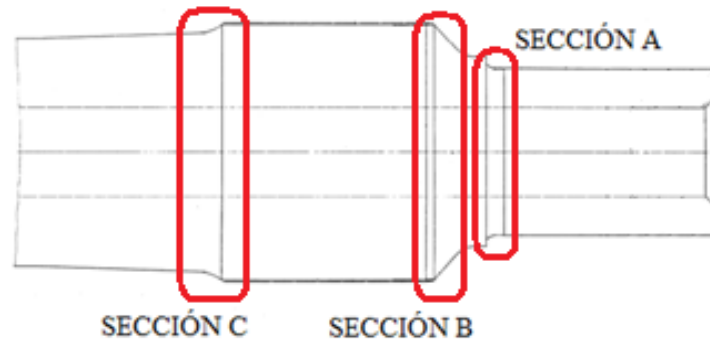


Ilustración 78: Secciones críticas del eje ferroviario

Se calcula entonces el factor de concentración de tensiones para cada sección.

Los pasos a seguir para el cálculo del factor de concentración de tensiones se pueden encontrar en el capítulo 3 de este proyecto.

El primer paso es calcular el factor de concentraciones teórico, K_t , a partir de la ilustración 17 (d) del capítulo 3 y las dimensiones del eje sacadas del plano proporcionado por RENFE.

- Sección A:

$$\left. \begin{aligned} \frac{D}{d} &= \frac{170}{150} = 1'13 \\ \frac{r}{d} &= \frac{3}{150} = 0'02 \end{aligned} \right\} K_{tA} = 2'3$$

- Sección B:

$$\left. \begin{aligned} \frac{D}{d} &= \frac{230}{170} = 1'3529 \\ \frac{r}{d} &= \frac{25}{170} = 0'1471 \end{aligned} \right\} K_{tB} = 1'5$$

- Sección C:

$$\left. \begin{aligned} \frac{D}{d} &= \frac{230}{205} = 1'1220 \\ \frac{r}{d} &= \frac{40}{205} = 0'1951 \end{aligned} \right\} K_{tC} = 1'37$$

A continuación, se calcula el factor de sensibilidad a las ranuras, q , entrando en la ilustración 18 del capítulo 3, con los valores de la tensión última a tracción y el radio de las ranuras.

El factor de sensibilidad a las ranuras es el mismo en las secciones B y C debido a que el radio en la sección es mayor que 4 mm en estos dos casos. En el caso de la sección A, el factor de sensibilidad a las ranuras es ligeramente inferior, debido a que su radio de curvatura es inferior a 4 mm ($r_A = 3$ mm).

$$\left. \begin{aligned} S_{ut} &= 600 \text{ MPa} \\ r_A &= 3 \text{ mm} \\ r_B &= 25 \text{ mm} \\ r_C &= 40 \text{ mm} \end{aligned} \right\} \begin{aligned} q_A &= 0'82 \\ q_B &= 0'83 \\ q_C &= 0'83 \end{aligned}$$

Seguidamente, se calcula el factor de la resistencia en caso de fatiga, \mathfrak{R}_f , para las tres secciones:

$$\mathfrak{R}_f = q \cdot (K_t - 1) + 1 \Rightarrow \left\{ \begin{aligned} \mathfrak{R}_{fA} &= 2'0660 \\ \mathfrak{R}_{fB} &= 1'4150 \\ \mathfrak{R}_{fC} &= 1'3071 \end{aligned} \right.$$

Puesto que el factor de concentración de tensiones, K_e , se calcula como la inversa de \mathfrak{R}_f , y el factor de reducción de la resistencia a la fatiga se calcula a su vez como la inversa de K_e , se tiene que el factor necesario para el análisis a fatiga en Pro-ENGINEER es \mathfrak{R}_f , con lo que:

$$K_{rf} = \frac{1}{K_e} = \frac{1}{\frac{1}{\mathfrak{R}_f}} = \mathfrak{R}_f \Rightarrow \left\{ \begin{aligned} K_{rfA} &= 2'0660 \\ K_{rfB} &= 1'4150 \\ K_{rfC} &= 1'3071 \end{aligned} \right.$$

De los tres factores que se han obtenido, se utilizará el mayor de ellos para realizar los análisis a fatiga, ya que resulta innecesario realizar tres análisis a fatiga para cada una de las secciones críticas si con el mayor de ellos ya tenemos el caso más desfavorable.

De modo que el factor de concentración de tensiones seleccionado es el que corresponde al obtenido en el caso del cambio de sección en la sección A, es decir:

$$K_{rfA} = 2'0660$$

Tras estas explicaciones, la pantalla de “Definición del material” donde se detallan todas las características del material del que está formado el eje es la que muestra la ilustración siguiente.

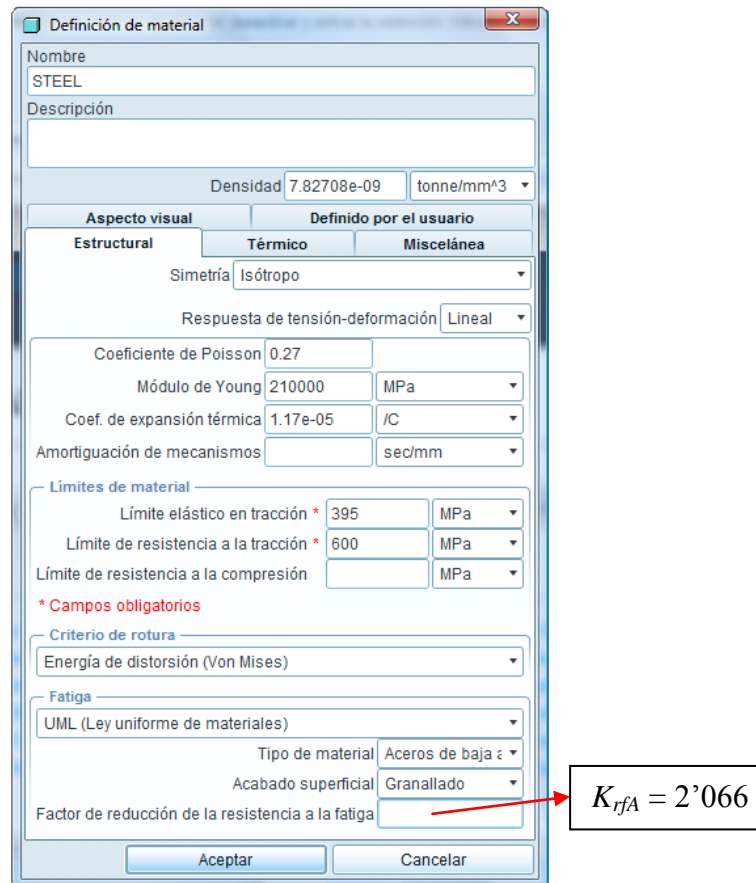


Ilustración 79: Ventana de “Definición de material”

8.3 Restricciones y cargas

En cuanto al sistema de cargas del problema, se tienen en cuenta las siguientes consideraciones:

- Las restricciones de apoyo se han determinado en el capítulo de “Evaluación de restricciones”, donde se ha determinado que la combinación de restricciones más adecuada de emplear para el estudio que se está realizando es la siguiente:

Tabla 26: Restricciones seleccionadas para en análisis del eje ferroviario

	DISCO DERECHO		DISCO IZQUIERDO	
	DESPLAZAMIENTOS	GIROS	DESPLAZAMIENTOS	GIROS
eje x	restringido	libre	restringido	libre
eje y	restringido	libre	restringido	libre
eje z	restringido	libre	restringido	libre

La combinación seleccionada para realizar el análisis del eje ferroviario es la 8^a combinación propuesta en el capítulo 6: “Evaluación de restricciones”, es decir, se modelarán unos discos simulando las ruedas del ferrocarril y se le añadirán las restricciones en la zona de contacto rueda rail, sabiendo que el rail no se va a modelar.

- En el caso de las cargas, éstas se han determinado en el capítulo de “Cálculos previos de cargas”. Donde nos encontramos tres cargas a aplicar, que son:
- Masa suspendida en la superficie del eje.
 - Peso propio del eje.
 - Precarga de la rueda al eje.

8.3.1 Definición de restricciones y cargas

Una vez definida la geometría y las propiedades del material, se definen las restricciones y las cargas que se van a considerar en el análisis.

8.3.1.1 Definición de restricciones

Antes de añadir las restricciones se debe crear la superficie ficticia de contacto entre la rueda y el raíl donde deben ir colocadas dichas restricciones. Esta superficie será una elipse, la cual se obtendrá por el modelo de contacto hertziano.

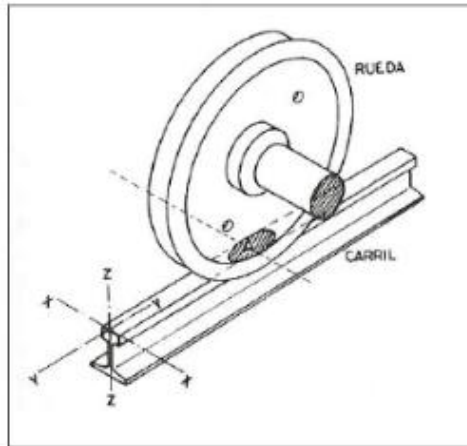


Ilustración 80: Contacto entre rueda y carril

Determinación de la Elipse de Contacto

Se realiza un modelo de un raíl muy sencillo, que consta de una barra rectangular de larga longitud con dos redondeos en la parte superior.

Una vez modelado el raíl, con el software Pro-ENGINEER se puede realizar el contacto entre dos superficies sólidas, como van a ser la rueda y el raíl, y va a determinar la elipse de contacto entre ambos, de este modo se pueden sacar las dimensiones de esta elipse para poder introducir las restricciones en ella para realizar los análisis posteriores.

En la siguiente ilustración se muestra el modelo del raíl.

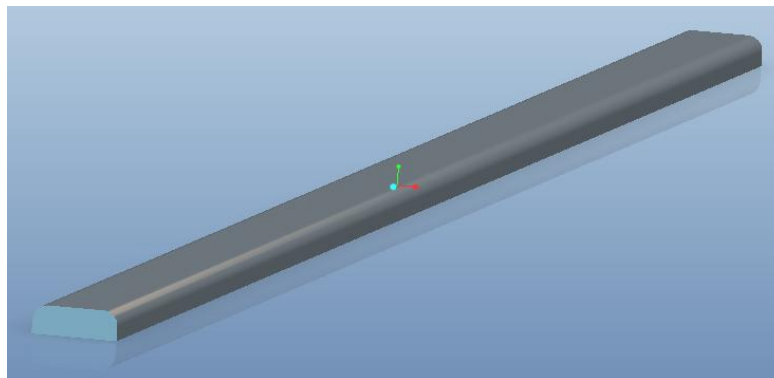


Ilustración 81: Modelo del raíl

A continuación se realiza un conjunto donde en el "Assembly" se va a dejar una separación de 0'5 mm entre rueda y carril. Una vez realizado el conjunto se ponen en contacto los dos sólidos, se realiza un análisis estático Single-Pass y cuando éste finaliza es cuando aparece la elipse de contacto que se está buscando.

Como se observa en la ilustración siguiente, el software muestra la superficie de contacto entre el raíl y la rueda, la cual se puede suponer que tiene forma de elipse (marcada en rojo en la ilustración), donde el eje mayor de la elipse es ligeramente inferior al ancho de la rueda, y el eje menor es del orden de la mitad del eje mayor.

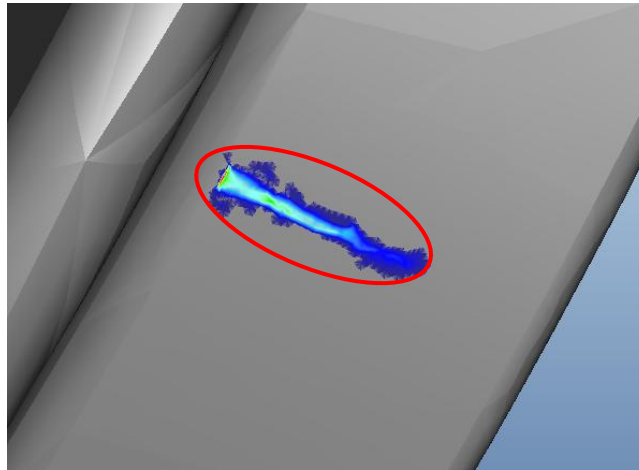


Ilustración 82: Elipse de contacto de la rueda con el raíl

Probando y realizando una surface region en forma de elipse en esta zona y refinando la malla, con un tamaño de los elementos de 10 mm, se puede observar la elipse de contacto entre la rueda y el raíl. De este modo se pueden obtener las dimensiones en la zona de contacto, las cuales son las siguientes:

- Eje mayor = 110 mm
- Eje menor = 52 mm

Una vez conocidas las dimensiones de la elipse, es en ella donde se van a introducir las restricciones de desplazamientos y giros que se han determinado en el capítulo de “Evaluación de restricciones”.

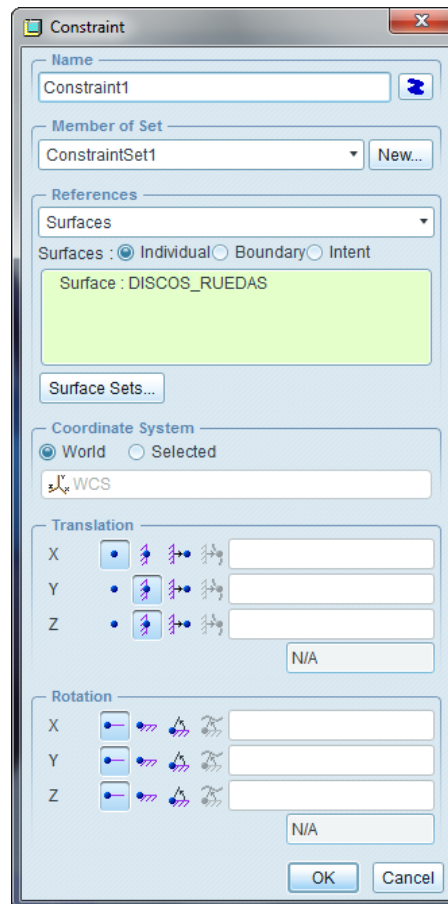


Ilustración 83: Características de las restricciones del eje ferroviario

Se han supuesto estas restricciones debido a que se considera que el eje no puede desplazarse libremente en ninguna de las direcciones, excepto en la dirección longitudinal en uno de los apoyos, ya que estos movimientos están restringidos por las ruedas. Sin embargo se supone que los giros si se encuentran libres de restricciones, pudiendo producirse en cualquiera de las direcciones.

8.3.1.2 Definición de cargas

Para la definición de las cargas se procede de forma similar al caso de las restricciones. Es posible aplicar fuerzas y momentos en superficies, esquinas, curvas o puntos, al igual que ocurría con las restricciones.

Peso del vagón sobre el eje

De modo que como ya se ha comentado, se toma un peso de la carga sobre el eje de 18 toneladas. La carga se considera aplicada como fuerza superficial en la mitad superior de los dos extremos en voladizo del eje.

De esta manera, la carga total en cada extremo es de:

$$F = \frac{18 t}{2} = 9 t \equiv 90 kN \equiv 90000 N$$

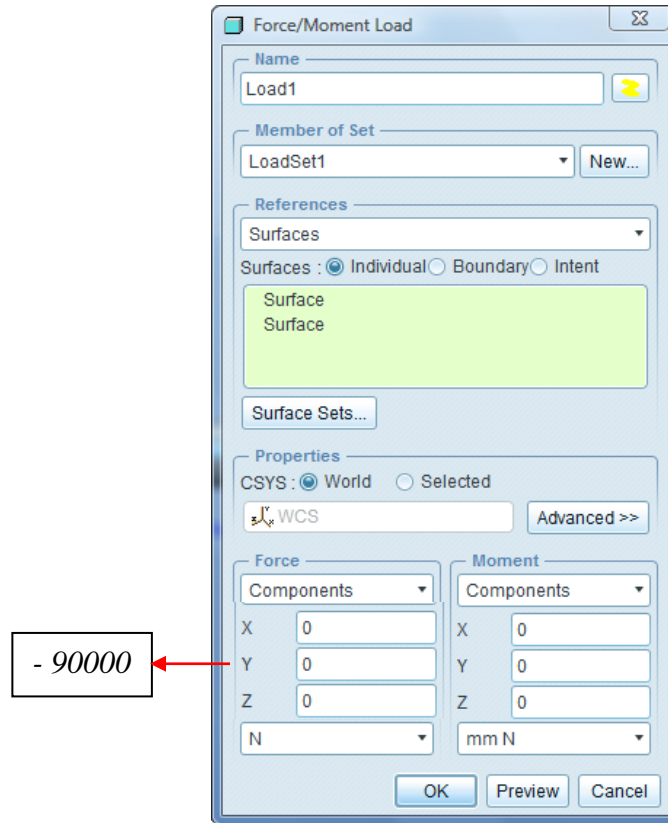


Ilustración 84: Características de las cargas

En Pro-ENGINEER es posible dar el valor de la carga en Newton y seleccionar una superficie de aplicación, de manera que el programa entiende que es una carga por unidad de superficie.

Peso propio del eje

Además de esta carga se va a tener en cuenta también el peso propio del eje, por ser una carga importante.

En la ventana para determinar la carga del peso propio del eje se puede elegir el sistema de coordenadas donde aplicar la carga, y la dirección del vector y la magnitud. En este caso se aplica en el eje y, en sentido negativo, y se le da el valor de $9'8 \text{ m/s}^2$.

El programa calcula la carga con el valor de la aceleración de la gravedad y la densidad del material (que viene determinada por defecto).

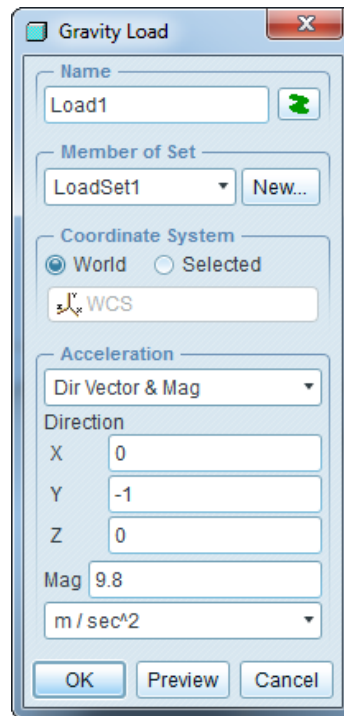


Ilustración 85: Definición de la carga de gravedad

Precarga generada en el eje debido al proceso de ensamblaje de eje y rueda.

El valor de la precarga obtenido en el capítulo de “Cálculos previos de cargas” es de:

$$Precarga = 144 \text{ MPa}$$

Este valor se introducirá en la superficie de contacto eje-rueda, pero únicamente en el caso del eje. Debido a que este proyecto solo se centra en los resultados y variaciones del eje, dejando para posibles trabajos posteriores el poder modelar y analizar todo el conjunto eje-rueda, como se comentará y propondrá posteriormente en el capítulo de trabajos futuros.

8.4 Resultado del modelo

Una vez definidas todas las restricciones y cargas consideradas en el problema, queda definido el aspecto del eje.

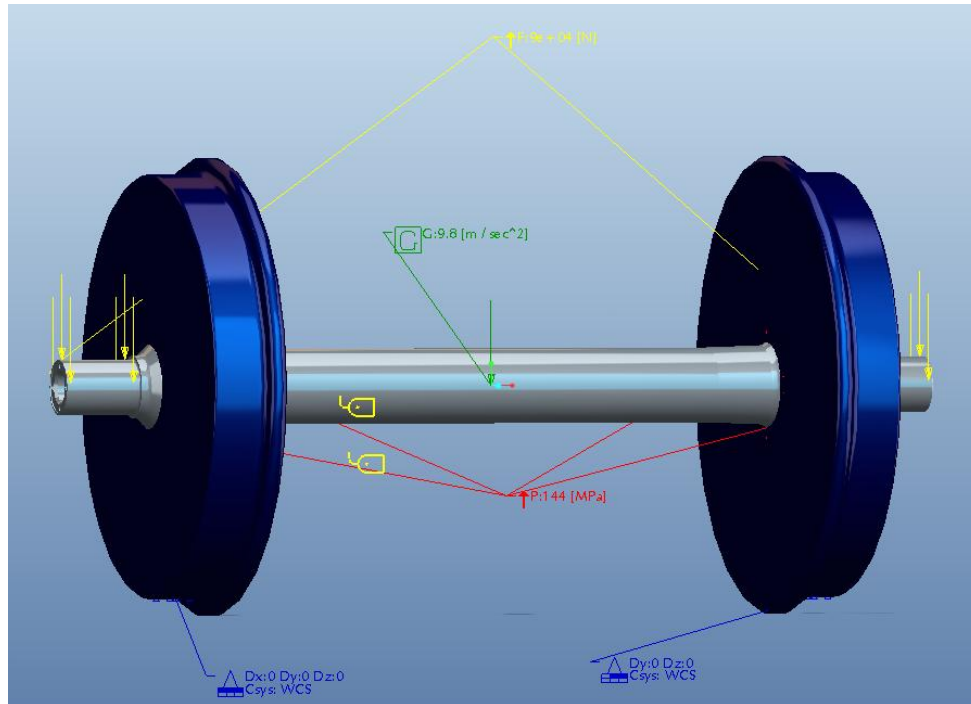


Ilustración 86: Eje ferroviario y ruedas con restricciones y cargas

Como se ha comentado en el capítulo anterior de “Evaluación de restricciones”, este no va a ser el modelo final del eje, sino que será el que se muestra a continuación:

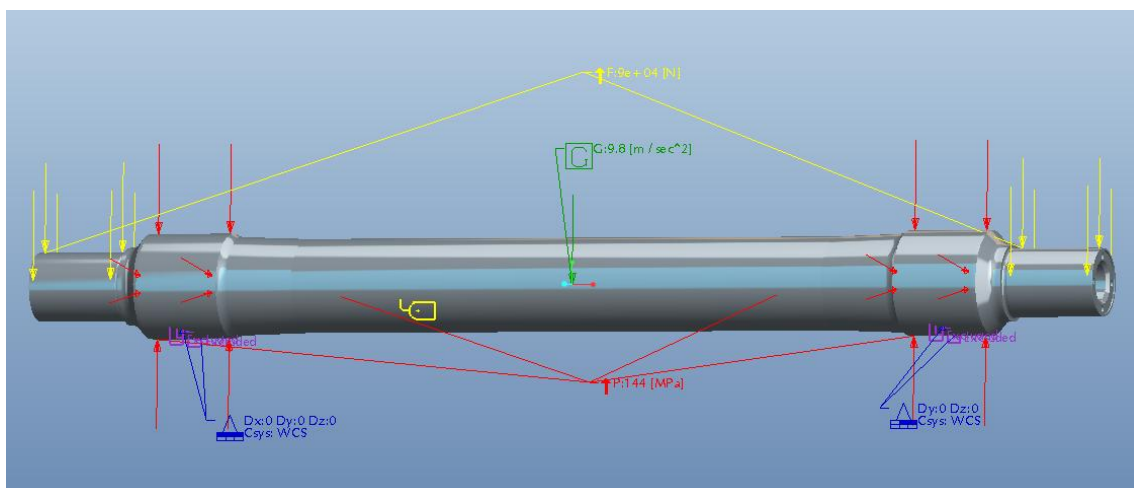


Ilustración 87: Eje ferroviario con restricciones y cargas





Capítulo 9:

Análisis estático del eje ferroviario



9 Análisis estático del eje ferroviario

9.1 Análisis estático

En este capítulo del trabajo se procede a obtener y evaluar las tensiones y deformaciones del eje ferroviario sometido al estado de cargas descrito en el apartado anterior. El análisis estático es obligatorio realizarlo ya que para el análisis de fatiga el programa requiere de un análisis estático previo.

Como se ha comprobado y demostrado en el capítulo 6 de Evaluación de restricciones, “*Mechanica*” ofrece la tecnología **P-adaptable**, para producir resultados de los análisis:

- **Análisis Single-Pass Adaptive**: siempre que sea posible, esta es la forma más robusta y eficiente para obtener resultados fiables en el menor tiempo.

- **Análisis Multi-Pass Adaptive**: para converger en los resultados en los que se esté especialmente interesados, con los diseños predefinidos o definidos por el usuario a medida.

Una vez conocido esto y tal y cómo se demostró en proyectos anteriores, realizando análisis de tipo múltiple para diversos números de polinomios se consigue reducir el error cometido por el programa para calcular los diversos valores de tensión, desplazamientos y demás parámetros.

En la siguiente tabla obtenida de un proyecto previo, se observa los diferentes estudios realizados para realizar una comparativa de los errores cometidos en función del tipo de polinomio y el número de intervalos a lo largo de cada elemento, que “*Mechanica*” utiliza para crear redes de trazado (función **Plotting Grid**). Este estudio se analizó para una viga en voladizo.

Tabla 27: Versiones utilizadas para la resolución del análisis estático mediante Pro-ENGINEER del problema “Viga Empotrada 1”

	Método	Máx. Orden Polinomio	Porcentaje Convergencia	Plotting Grid
Versión 1	Single-Pass	-	-	4
Versión 2	Single-Pass	-	-	10
Versión 3	Multi-Pass	6	10	4
Versión 4	Multi-Pass	6	10	10
Versión 5	Multi-Pass	9	2	4
Versión 6	Multi-Pass	9	2	10



A continuación se muestran los resultados y errores de los diversos estudios realizados, donde se han variado el tipo de polinomio, el porcentaje de convergencia y la opción **Plotting Grid**, como se ha mostrado en la tabla anterior.

Tabla 28: Resultados obtenidos con Pro-ENGINEER y analíticamente

	Máxima Tensión Von Misses (MPa)	Flecha Máxima (mm)	Error Tensión (%)	Error Flecha (%)
Versión 1	211'8	3'445	16'04	1'91
Versión 2	211'8	3'445	16'04	1'91
Versión 3	214'5	3'491	14'97	0'60
Versión 4	217'4	3'491	13'82	0'60
Versión 5	248'4	3'542	1'53	0'85
Versión 6	248'4	3'542	1'53	0'85
Analítica	252'3	3'512	0'00	0'00

Como se deduce de los resultados anteriores, a medida que se aumenta el grado de polinomio y la opción **Plotting Grid** el error va disminuyendo.

Se va a comprobar esto realizando dos análisis diferentes al eje ferroviario a estudio.

En primer lugar se realizará el análisis con las siguientes condiciones:

- Método Single-Pass Adaptive
- Plotting Grid = 4

Y para obtener unos resultados más fiables se tomarán las condiciones óptimas del análisis, las cuales son las siguientes:

- Método Multi-Pass Adaptive
- Máximo orden de polinomio = 9
- Porcentaje de convergencia = 2%
- Plotting Grid = 10

Los análisis estáticos se realizarán primero aplicando la precarga en la zona de contacto eje-rueda y dejando el resto del eje fijo. Y una vez realizado este análisis, aplicarle un análisis prestress, donde ya se introducen las restricciones en los puntos de apoyo y las cargas que falten, como son la carga en la mangueta del peso del vagón y el peso propio del eje.

Antes de todo esto, se debe prestar atención al refinado de la malla, el cual se merece un apartado aparte, como es el siguiente.

9.2 Refinado de malla

En este apartado se va a hacer un estudio sobre la importancia del refinado de malla.

A la vista de los resultados observados en proyectos anteriores, para cada uno de los análisis, con o sin refinado de malla, se puede concluir que todos los resultados son muy similares a excepción de las singularidades. Véase si ocurre lo mismo en este caso.

Para llevar a cabo el proceso de refinado de la malla en las secciones críticas, se ha procede seleccionando en la barra de herramientas superior el icono “AutoGEM” y a continuación se selecciona “Control”. Seguidamente se abre una nueva ventana y en ella se selecciona el máximo tamaño del elemento y las superficies del modelo que se desea refinar. Para el caso estudiado, se pretenden refinar todos los cambios de sección del eje ferroviario. El tamaño de la malla se determinará a partir del estudio que se realizará a continuación.

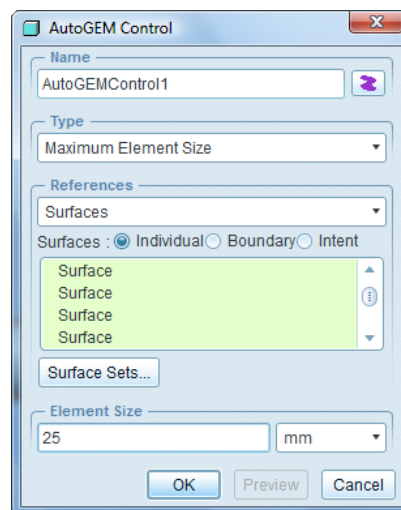


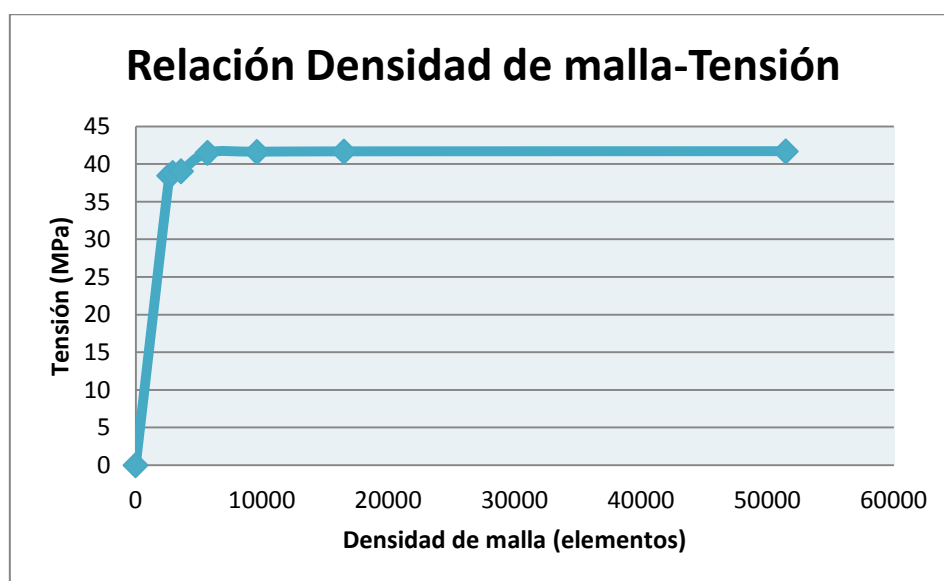
Ilustración 88: Ventana de refinado de malla

Se va a realizar una gráfica donde se variará la densidad de la malla, es decir, su tamaño, en relación con la tensión, hasta que se encuentre un tamaño de malla determinado donde las variaciones de tensión sean insignificantes. De modo que la manera de proceder es la siguiente:

- Con el eje ya modelado, se deja la malla por defecto y se anota el valor de tensión máximo.
- Una vez realizado este análisis, se repite el procedimiento, pero cada vez variando el tamaño de la malla, solamente se refinará la malla en los cambios de sección de eje.
- El ciclo finaliza cuando los valores de las tensiones ya no varíen de una manera significativa, es decir, que por más que se refine la malla, la tensión que se obtiene siempre va a ser la misma.

Tabla 29: Relación Densidad de malla - Tensión

Densidad de malla (mm - elementos)	Tensión (MPa)
malla por defecto – 2663	38'47
100 – 2943	38'82
50 – 3597	39'05
25 – 5694	41'50
15 – 9603	41'62
10 – 16493	41'67
5 – 51455	41'69



Gráfica 2: Relación Densidad de malla – Tensión

Se puede observar, tanto en la tabla como en el gráfico, que el error cometido si se deja la malla por defecto y se refina es muy pequeño, se tiene un error del 7’7%, un error admisible considerando el ahorro de tiempo en los análisis.

Para dar una idea del ahorro de tiempo se pone como comentario que el análisis realizado dejando el mallado por defecto es del orden de veinte veces más rápido que el análisis realizado con un refinado de malla de 5 mm en los cambios de sección.

9.3 Análisis estático Single-Pass Adaptive

Como se ha comentado anteriormente, se comienza realizando un análisis Single-Pass, dicho análisis estático se define según se representa en las ilustraciones siguientes.

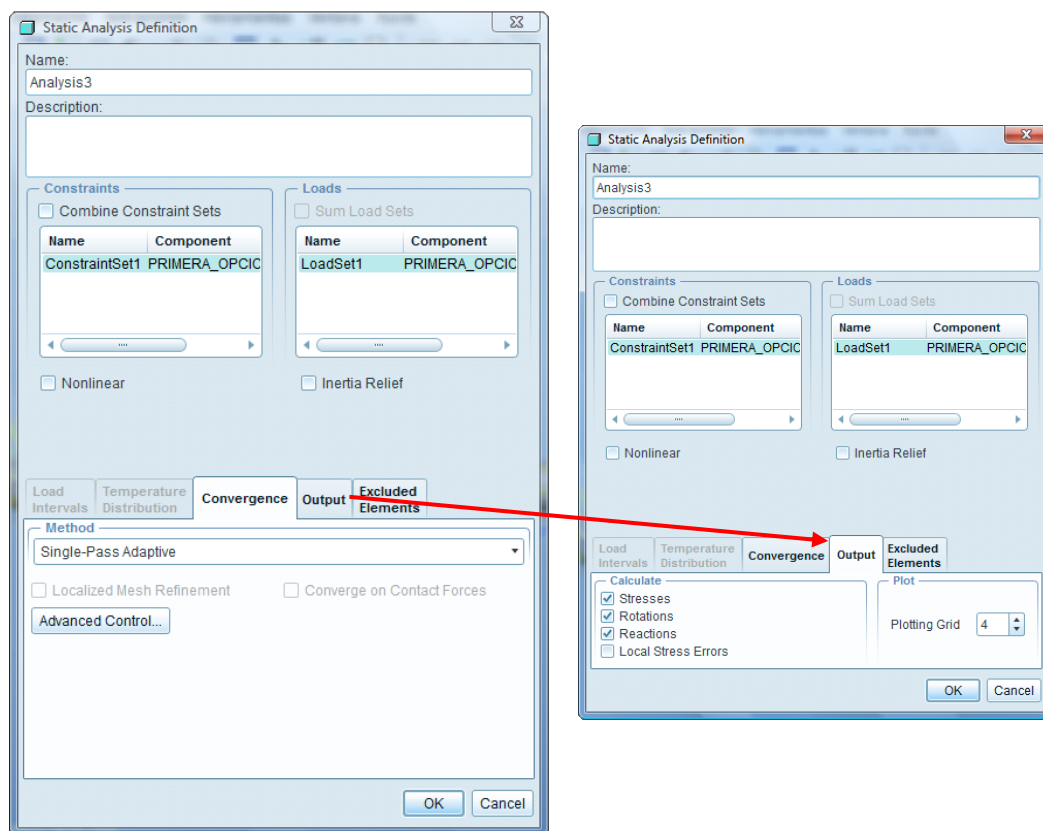


Ilustración 89: Definición de análisis estático Single-Pass

Se presentan a continuación los resultados obtenidos para este análisis en cuanto a tensión y desplazamiento se refiere.

Se observa que aparece un error donde no tiene en cuenta el valor de la precarga para el cálculo. Lo que se va a proponer a continuación es cambiar la combinación de restricciones, como se lleva comentando a lo largo de este proyecto, y la solución de este error de la precarga de la rueda se deja para trabajos futuros.

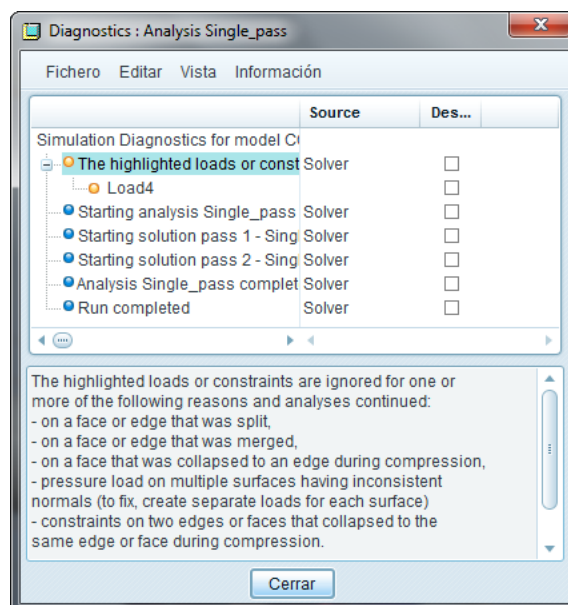


Ilustración 90: Error al introducir la precarga en el eje

Como se ha comentado anteriormente, lo que se va a realizar ahora es cambiar la combinación de restricciones como se comentó en el capítulo 6. La nueva combinación que se va a utilizar es la 9ª combinación, la cual era la de situar las restricciones en dos puntos en la zona de contacto eje-rueda como se muestra en la tabla siguiente.

Tabla 30: Restricciones 9ª combinación

	CONTACTO EJE-RUEDA IZQUIERDO		CONTACTO EJE-RUEDA DERECHO	
	DESPLAZAMIENTOS	GIROS	DESPLAZAMIENTOS	GIROS
eje x	restringido	libre	libre	libre
eje y	restringido	libre	restringido	libre
eje z	restringido	libre	restringido	libre

Procediendo de manera similar que en el caso anterior, obtenemos los siguientes valores de tensión y desplazamiento para el análisis Single-Pass.

En primer lugar se realiza el análisis estático introduciendo únicamente la precarga en los asientos y dejando el eje completamente fijo. Una vez realizado el análisis estático se realiza un nuevo análisis Prestress, tomando como referencia el análisis estático realizado previamente. En este caso, ya se introducen las cargas del peso del vagón, el peso propio del eje y las restricciones en los puntos de apoyo.

A continuación se comenta de manera breve en que consiste el análisis Prestress:

➤ **Prestress Analysis (análisis de pretensado)**

Se tienen dos variantes que se definen del mismo modo a los análisis ya especificados:

- ✓ **Static** (estático): Usado para simular cómo el pretensado de la estructura afecta a las deformaciones, tensiones y desplazamientos del modelo. Un análisis estático de pretensado determina el fortalecimiento o debilitamiento de un componente o conjunto debido a las cargas aplicadas.

La ejecución de un análisis estático de pretensado se aplica en las siguientes situaciones:

1. Si se desea un efecto transversal para el modelo.
 2. Si se considera que su aplicación afecta a las cargas de la rigidez del modelo.
 3. Si las cargas especificadas en el análisis estático se acercan en magnitud a la carga correspondiente de pandeo.
- ✓ **Modal**: Examina el comportamiento modal del modelo. Se puede utilizar un análisis modal de pretensado para aplicar los resultados de un análisis estático y luego calcular las frecuencias naturales y formas modales del sistema.

Una vez conocido esto, se realizan los análisis y se obtienen los valores buscados de tensión y desplazamiento.

9.3.1 Tensión

En la siguiente figura se ven diferentes vistas de la distribución de la tensión de Von Mises en el eje ferroviario estudiado.

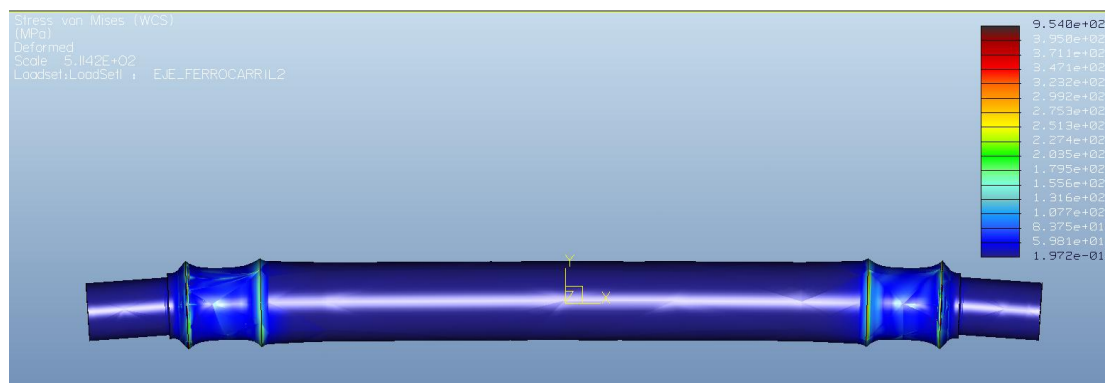


Ilustración 91: Distribución de la tensión de Von Mises

En esta imagen se han modificado los valores de la leyenda y se ha puesto como valor máximo el del límite elástico, de modo que así se pueden ver qué zonas son las más vulnerables.

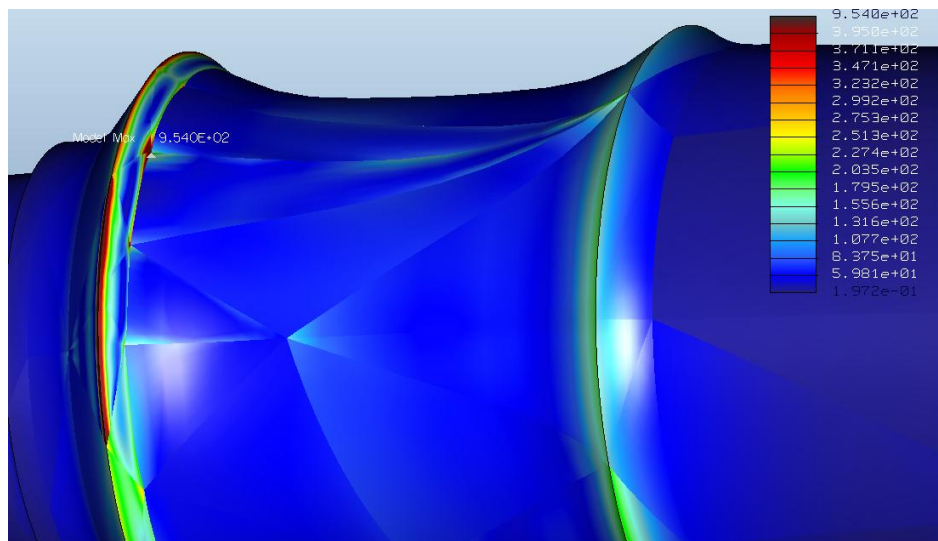


Ilustración 92: Tensión máxima de Von Mises

Se comprueba que la tensión máxima se da en el extremo exterior de la superficie del eje donde se debe dar el contacto entre éste y la rueda. Este valor de tensión es de 954 MPa, muy superior al límite elástico. En la realidad, este valor no se daría, debido a que en esta zona estaría montada la rueda y no se produciría esa elevación de material, como se observa en la ilustración debido a que el cubo de la rueda abarcaría mucha más superficie que la referida únicamente a la superficie del eje. Por esta razón, el ancho del cubo de la rueda es superior a la longitud de la superficie del eje que está en contacto con la rueda. Se observa que en el resto del eje, los valores de tensión son inferiores al límite elástico.

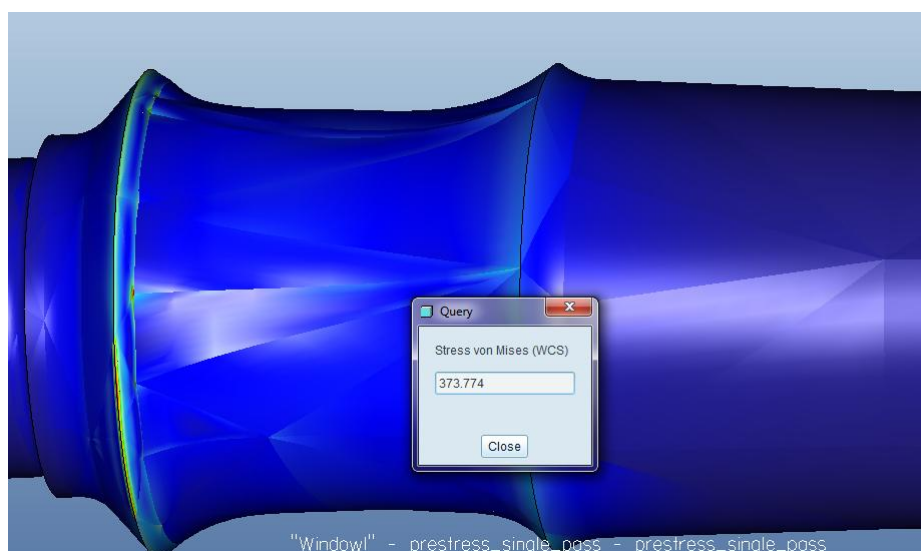


Ilustración 93: Tensión máxima de Von Mises despreciando singularidades

De modo que de este análisis se determina que la tensión máxima en el eje, quitando la singularidad anterior es de:

$$\sigma_{m\acute{a}x} = 373'774 \text{ MPa}$$

9.3.2 Desplazamiento

En cuanto a los desplazamientos sufridos por el eje, interesan los sufridos en el eje y, ya que se trata del eje de aplicación de las fuerzas. Se puede ver la distribución de desplazamientos en la ilustración siguiente.

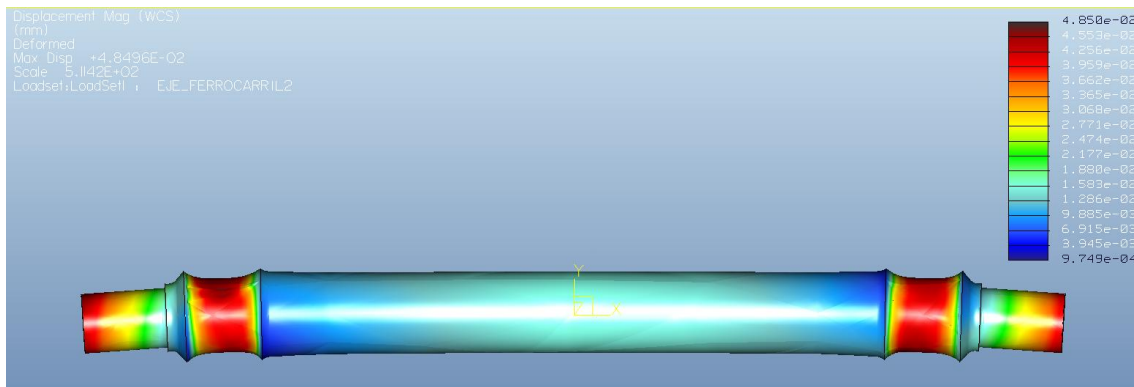


Ilustración 94: Desplazamiento en el eje

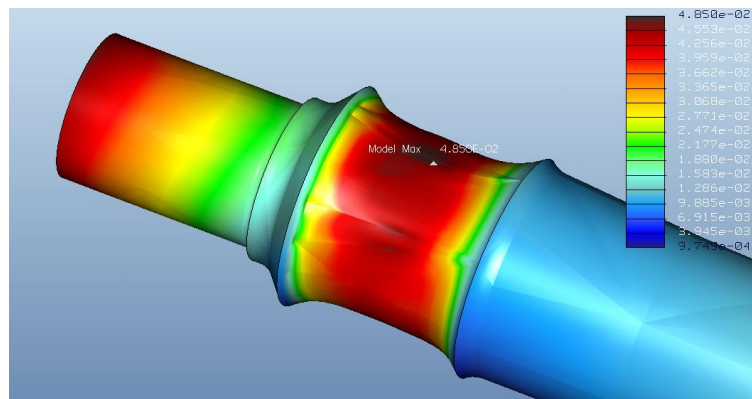


Ilustración 95: Desplazamiento máximo

Los desplazamientos que se muestran en la figura, se encuentran dentro de los límites esperados, siendo su valor máximo de 0'0485 mm. Como cabe esperar, los desplazamientos máximos se dan en el extremo libre del eje, por estar en voladizo y soportar la carga.

$$f_{m\acute{a}x} = 0'0485 \text{ mm}$$

9.4 Análisis estático Multi-Pass Adaptive

Una vez realizado el análisis mediante Single-Pass se realiza el análisis mediante Multi-Pass- La ventana para definir el análisis estático Multi-Pass es la misma que en el caso del análisis Single-Pass, con la salvedad de que en un análisis Multi-Pass se debe determinar el orden del polinomio, tanto el mínimo como el máximo, y el porcentaje de convergencia.

Estos valores ya se han determinado en el apartado 9.1.

De modo que el análisis estático Multi-Pass Adaptive se define según se representa en las ilustraciones siguientes.

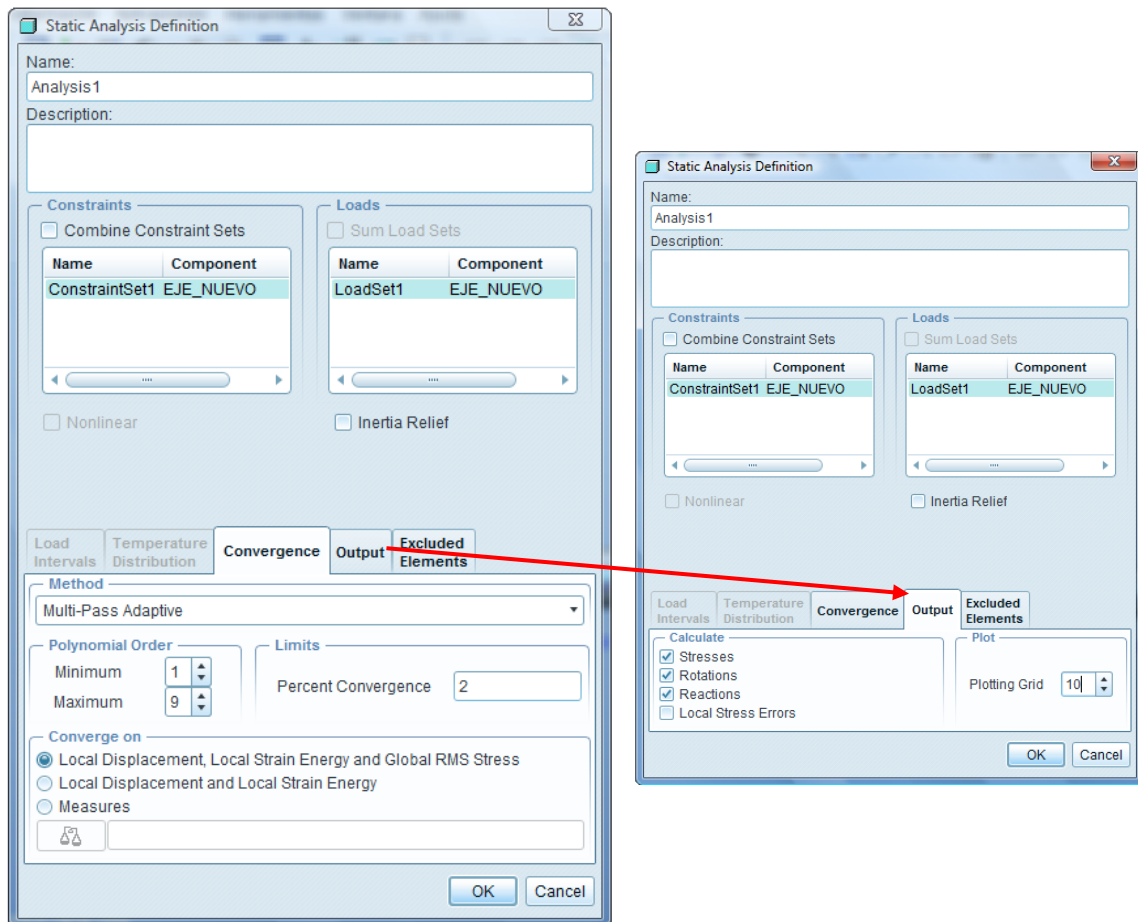


Ilustración 96: Definición de análisis estático Multi-Pass

Como en el caso anterior, se sigue el mismo esquema y se presentan a continuación los resultados obtenidos para este análisis en cuanto a tensión y desplazamiento se refiere.

9.4.1 Tensión

En la siguiente ilustración se observa como varía la distribución de la tensión de Von Mises en el eje ferroviario estudiado. Se comprueba que la ilustración es similar a la obtenida en el apartado anterior mediante el análisis Single-Pass.

Más adelante se realizará un apartado donde se obtendrá el porcentaje de error entre la realización de un análisis y otro.

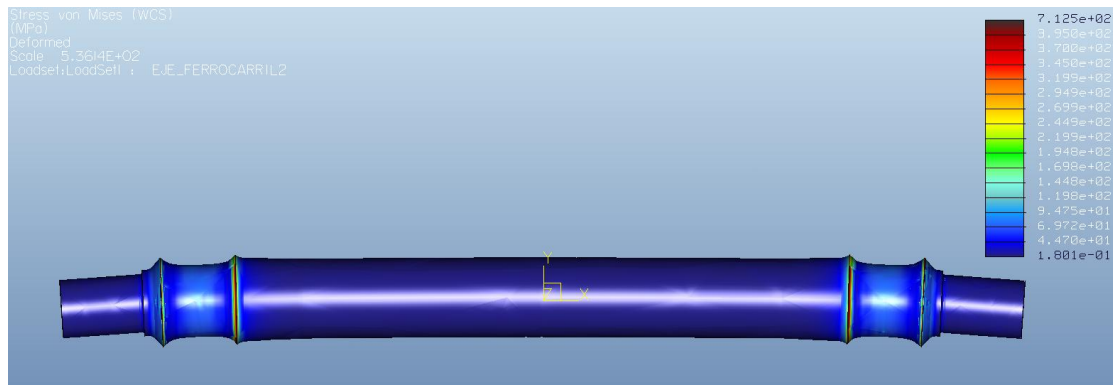


Ilustración 97: Distribución de la tensión de Von Mises

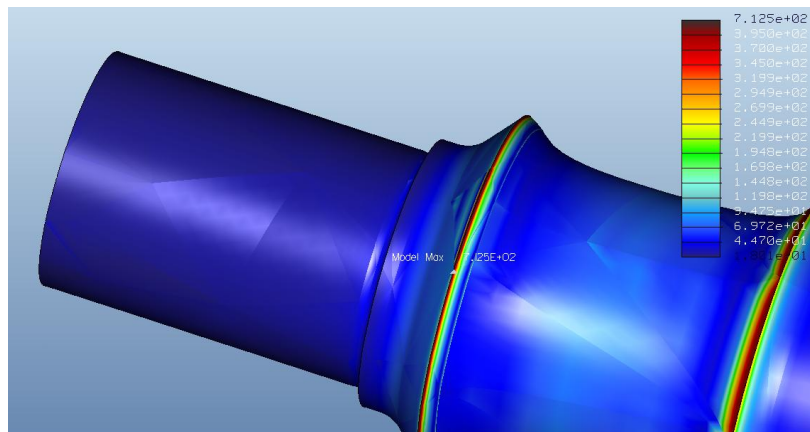


Ilustración 98: Tensión máxima de Von Mises

Se comprueba que la tensión máxima se da, al igual que en el caso anterior, en el extremo exterior del eje, en la sección de contacto entre el eje y la rueda. En este caso, la tensión alcanza un valor de 712'5 MPa.

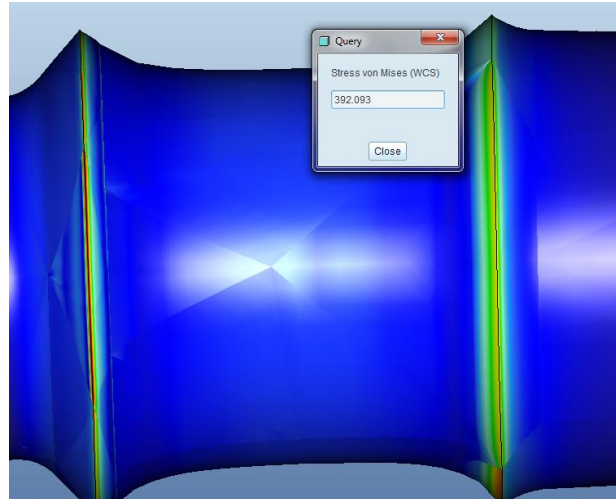


Ilustración 99: Tensión máxima de Von Mises despreciando singularidades

Sin tener en cuenta esta singularidad, como se ha comentado en el análisis Single-Pass, se determina que la tensión máxima en el eje es de:

$$\sigma_{max} = 392'093 \text{ MPa}$$

9.4.2 Desplazamiento

En cuanto a los desplazamientos sufridos por el eje, se puede ver la distribución de desplazamientos en la ilustración siguiente.

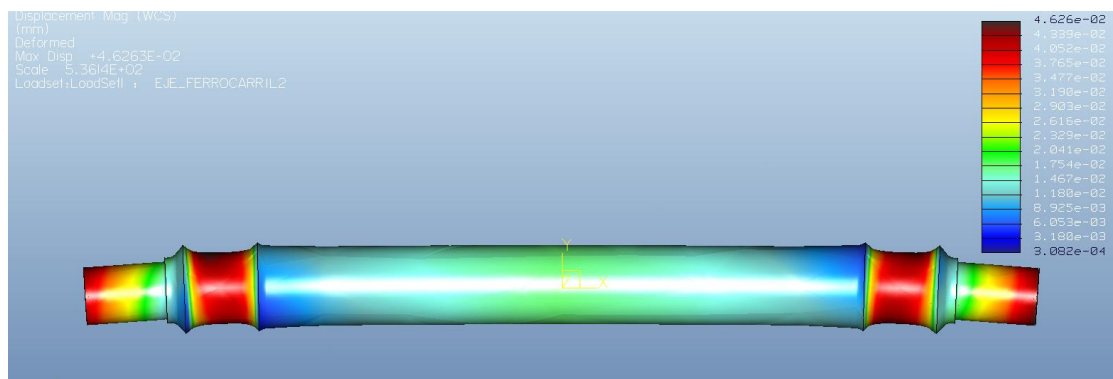


Ilustración 100: Desplazamiento en el eje

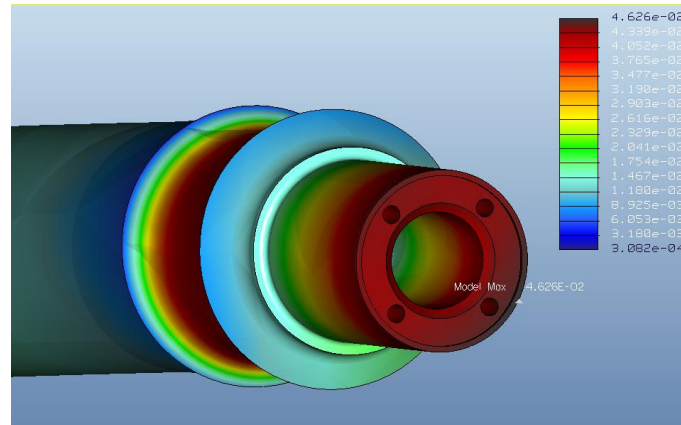


Ilustración 101: Desplazamiento máximo

El desplazamiento máximo, en este caso no se da en el mismo lado que en el análisis anterior, sino que se da en el extremo libre del eje, como se puede observar en la ilustración, siendo su valor de 0'04626 mm.

$$f_{\text{máx}} = 0'04626 \text{ mm}$$

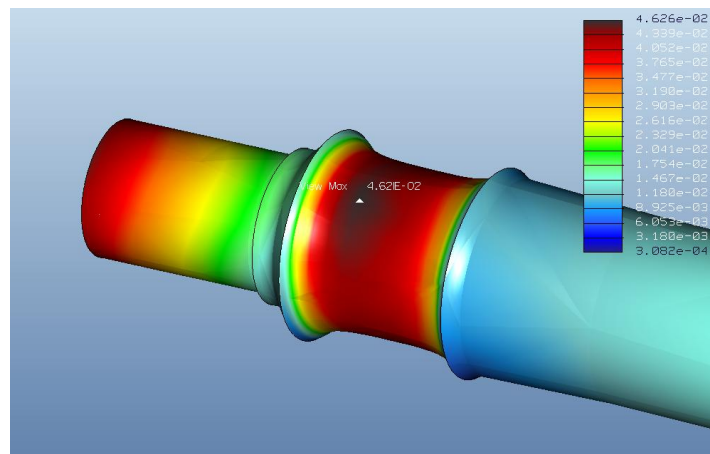


Ilustración 102: Desplazamiento en la zona de contacto entre el eje y la rueda

Si se quiere comparar el desplazamiento máximo anterior con el que se produciría con este análisis, se obtiene que en la zona central de la superficie de contacto entre el eje y la rueda se obtiene un desplazamiento de 0'0462 mm, similar pero inferior al desplazamiento máximo, por esta razón el programa no propone este punto como el del desplazamiento máximo del eje.

Al igual que en el análisis anterior, se trata de un desplazamiento muy pequeño, menor que el obtenido en el análisis anterior, y por lo tanto permisible, ya que el eje en funcionamiento no debe sufrir grandes deformaciones.

9.5 Comparativa resultados análisis Single-Pass y Multi-Pass

Con los datos obtenidos en los dos análisis anteriores, se observa que no existe una diferencia muy considerable en realizar los análisis mediante un procedimiento y otro, existiendo un error entre ambos despreciable, tanto en tensiones como en desplazamientos.

Para el análisis a fatiga se utilizarán los datos obtenidos mediante el análisis Multi-Pass, ya que es el que ofrece los resultados más fiables y acertados al caso real. Sin embargo, para proyectos futuros se puede realizar el análisis a fatiga con los resultados del análisis estático Single-Pass Adaptive, pues ya se ha observado que el porcentaje de error entre ambos se puede considerar despreciable si tenemos en cuenta el ahorro tan importante de tiempo en los análisis.

Este ahorro de tiempo es variable, ya que depende del equipo empleado para la realización de los análisis, en este caso, al emplear un equipo muy rápido y potente, el tiempo no es un impedimento para elegir la opción que ofrece los resultados más fiables y precisos, como es el caso del análisis Multi-Pass.

Para observar numéricamente el ahorro de tiempo a continuación se muestra en la siguiente tabla los tiempos de ejecución de ambos análisis.

Tabla 31: Tiempo de ejecución de los análisis realizados

Tiempo (h:min:s)	Single-Pass Adaptive	Multi-Pass Adaptive
Análisis estático	00:01:11	00:07:58
Análisis prestress	00:00:29	00:00:34
TOTAL	00:01:40	00:08:32



Capítulo 10:

Análisis a fatiga del eje ferroviario



10 Análisis a fatiga del eje ferroviario

10.1 Análisis a fatiga

Una vez realizado el análisis de esfuerzos del eje, se procede a simular el análisis a fatiga según la norma UNE-EN 13261. En este caso las características y los parámetros que se han elegido son los siguientes:

Vida deseada: Se considerará un valor de ciclos de vida para el eje. Según la norma UNE-EN 13261, las probetas ensayadas a fatiga deben soportar 10^7 ciclos sin que aparezcan fisuras en su superficie. Por esto, se considerará como vida orientativa 10^7 ciclos en este análisis.

Tipo de carga: Se simula una carga alternante pura con los valores detallados en el análisis estático. Para ello sólo es necesario indicar en el tipo de carga *Peak-Peak*, y por defecto los factores de carga mínima y carga máxima son -1 y +1 respectivamente.

Plotting grid: Se define el mayor grado de detalle para el análisis dando un valor de 10, como se ha comentado en anteriores análisis.

Análisis previo: Como se comentó en análisis anteriores, es útil marcar la casilla “*Use static analysis results from previous design study*”, para reducir el tiempo de simulación.

En la siguiente figura, se muestra el cuadro de diálogo en el cual se introducen las propiedades del análisis a fatiga, antes mencionadas:

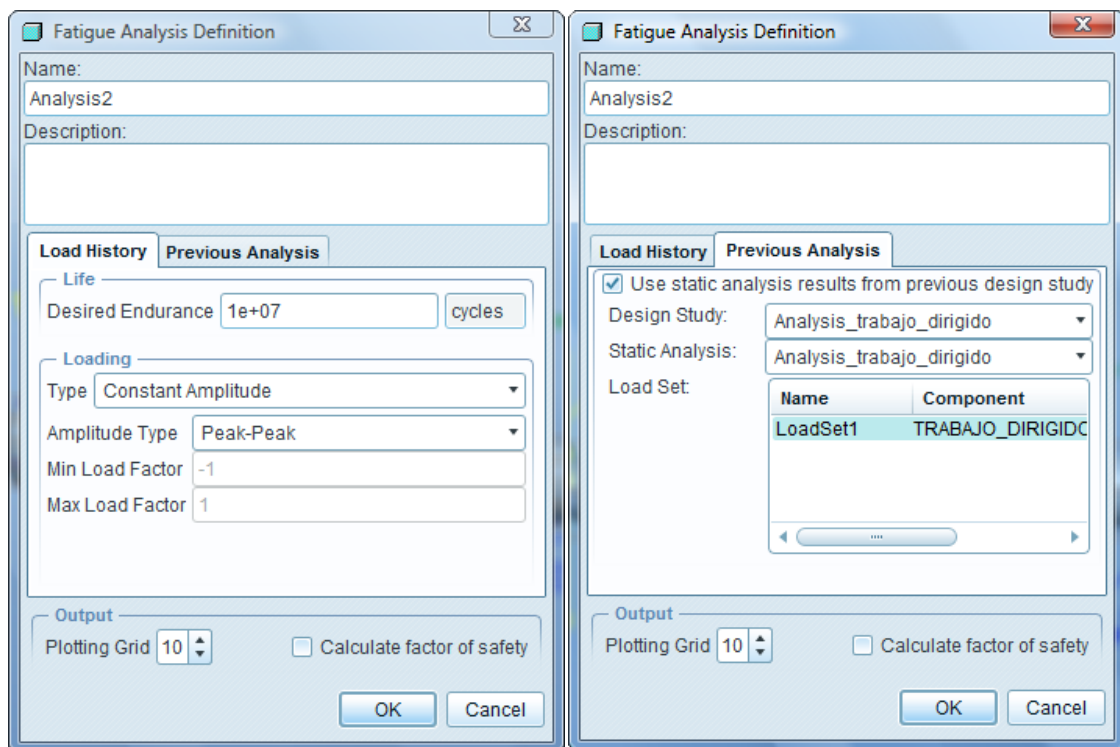


Ilustración 103: Definición de las propiedades del análisis a fatiga

Los resultados obtenidos del análisis a fatiga bajo carga de amplitud constante, se representan a continuación, teniendo en cuenta la vida a fatiga y el factor de seguridad del eje. Los resultados más importantes obtenidos serán los siguientes:

- **Vida a fatiga:** El valor de vida a fatiga hace referencia al exponente con base 10 que representa el número de ciclos que aguantaría la sección sometida a estudio. Este valor se obtiene directamente de la leyenda, o para más precisión mediante la aplicación *Dynamic Query*, la cual ofrece el valor exacto del exponente en cada punto.
- **Factor de seguridad:** Por su parte, la relación que existe entre la tensión de fluencia del material y la tensión admisible de trabajo se denomina coeficiente de seguridad.

Si se ha activado la casilla correspondiente, el módulo “*Mechanica*” calcula el factor de seguridad del modelo. Si la vida a fatiga calculada para el componente es mayor que la vida deseada introducida por el usuario, el software lleva a cabo un cálculo para determinar el factor de seguridad permisible para la carga definida.

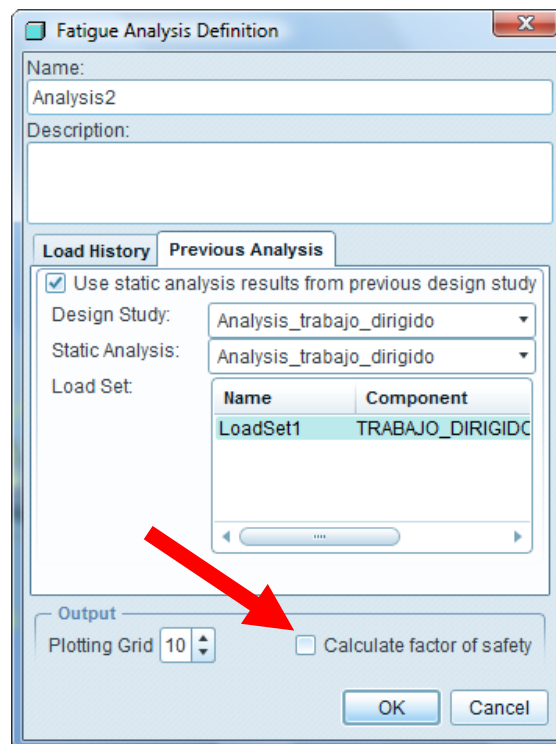


Ilustración 104: Casilla cálculo del factor de seguridad

Esto representa el grado en que la amplitud de la carga puede aumentarse sin poner en peligro la vida en servicio. En este caso, la vida a fatiga deseada se estimó como 10^7 ciclos.

- **Confianza de vida:** El programa presenta también el parámetro que representa la relación entre la vida calculada y la vida deseada o estimada.

Debido al carácter estadístico de la fatiga, cuanto mayor es esta confianza, más ciclos de vida tendrá el eje. Se muestra por defecto este resultado mediante una leyenda de tres colores, con valores de 1, 2 y 3 respectivamente. Valores menores que la unidad indican el fallo del componente, por el contrario valores cercanos a tres reflejan una confianza adecuada de alcanzar la vida deseada. Este valor es más intuitivo, y muestra como la zona del cambio de sección fallarían antes de alcanzar la vida deseada por estar en color rojo, sin embargo al ser menos preciso, no se va a tener en cuenta en los análisis siguientes.

En la siguiente ilustración se muestra la vida a fatiga del eje. Se han cambiado los valores de la leyenda para adecuarlos a las características específicas de este trabajo, dando como valor mínimo los 10^7 ciclos que es el mínimo que debe soportar el eje.

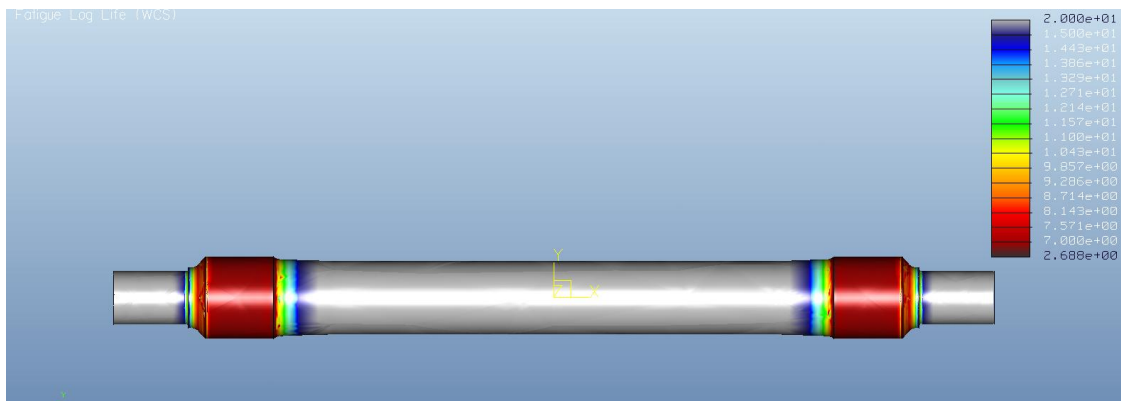


Ilustración 105: Vida a fatiga

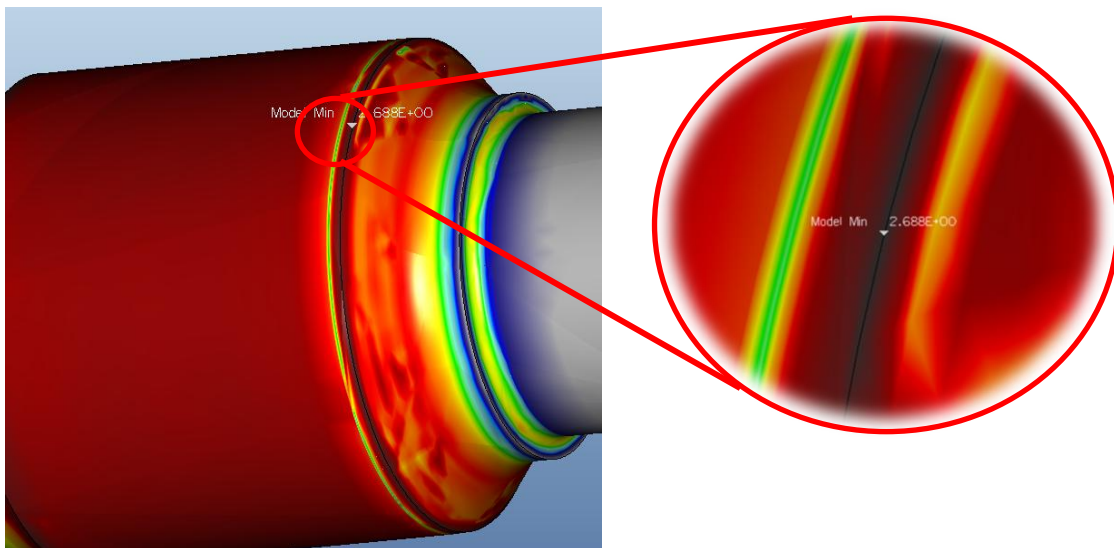


Ilustración 106: Valor mínimo de vida a fatiga

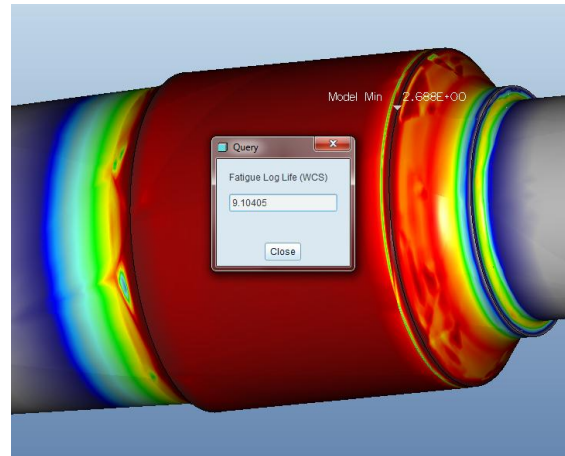


Ilustración 107: Vida a fatiga cerca de la singularidad

A continuación se muestran también las ilustraciones que informan sobre el factor de seguridad del eje. En este caso también se ha cambiado la leyenda para que se pueda observar mejor el resultado.

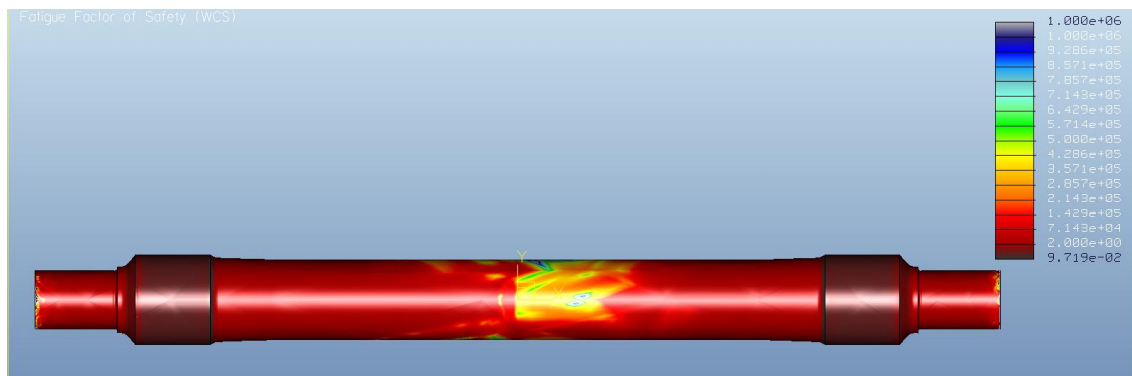


Ilustración 108: Factor de seguridad

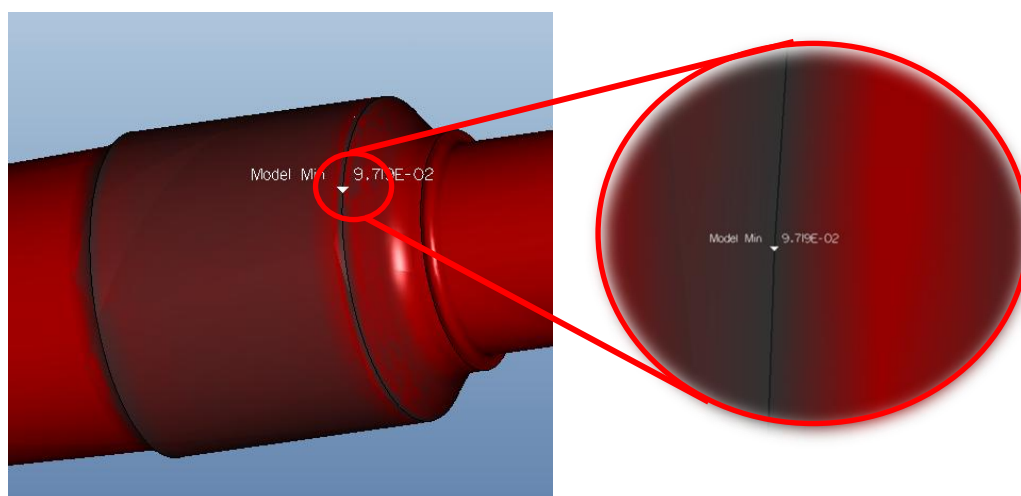


Ilustración 109: Valor mínimo del factor de seguridad

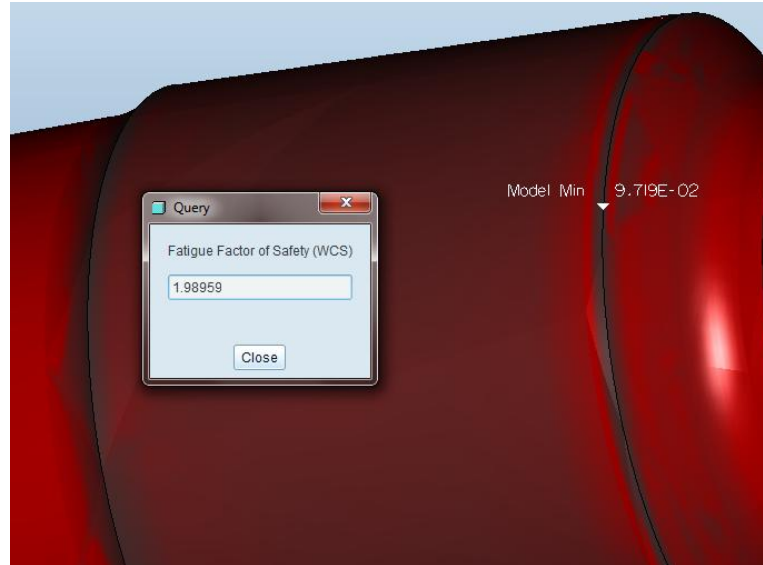


Ilustración 110: Factor de seguridad cerca de la singularidad

En las anteriores figuras, se ha representado la zona en la cual se han obtenido los valores mínimos, tanto de vida a fatiga, como de factor de seguridad. Estos valores se dan en la zona exterior de la superficie del eje donde se produce el contacto con la rueda. Como se ha comentado en el capítulo anterior de “Análisis estático del eje ferroviario”, esta zona es una singularidad debido a que en la realidad este caso no va a ocurrir ya que el cubo de la rueda impediría el levantamiento de material en esta zona y por lo tanto las tensiones serían menores, por lo que aumentaría la vida a fatiga.

En este caso, observando la zona de interés con detalle, que es aquella que muestra el menor valor de vida a fatiga evitando las singularidades mencionadas anteriormente, puede obtenerse un valor de vida a fatiga de $10^{9'10405}$ ciclos que se considerará como el valor más representativo de la sección.

En cuanto al factor de seguridad, se tiene un valor mínimo de $n \approx 2$.

A continuación, se debe comentar que esta vida es superior a 10^7 ciclos, vida que según la norma UNE-EN 13261 debe soportar un eje sin que aparezca fisura. Si bien es cierto que con la simulación realizada no se puede determinar si ha aparecido fisura o no, la vida obtenida es bastante superior, por lo que el resultado se da como válido.

Seguidamente, para un análisis más concreto, es necesario convertir el número de ciclos en alguna medida más útil, como puede ser días o km recorridos. Para ello es necesario determinar algunos parámetros y características de los trenes en los que se monta un eje de estas características, trenes de alta velocidad como ya se comentó:

Frecuencia: Es necesario determinar la frecuencia a la que gira el eje, para ello se toman valores típicos de velocidad y diámetro de rueda de un tren de alta velocidad:

$$\left. \begin{array}{l} v = 250 \text{ km/h} \\ D = 1250 \text{ mm} \end{array} \right\} f = 17'68 \text{ s}^{-1}$$

Horas/día: Se va a considerar que el tren está en funcionamiento 10 horas cada día. Con estos datos, se convierten los ciclos de vida a fatiga del eje en días:

$$N_f = 10^{9.104} \text{ ciclos} \approx 1.996 \text{ días}$$

Para tener una idea de la magnitud de la vida del eje, se puede comparar este dato con los períodos de inspección típicos en la industria ferroviaria. Estos se muestran en la siguiente tabla:

Tabla 32: Intervalos de inspección para fatiga según la norma UNE-EN 13261

Intervalos de inspección		
km	días	N_f
125.000	138	ok
250.000	277	ok
500.000	555	ok
750.000	833	ok

Como se ve en la tabla, según el análisis de vida a fatiga realizado, el eje ferroviario superaría todos los intervalos de inspección de manera amplia. Teniendo en cuenta que no se han considerado las zonas de las singularidades.



Capítulo 11:

Conclusiones



11 Conclusiones

11.1 Comparativa con proyectos previos

En este apartado se va a realizar una comparativa entre los valores obtenidos en los capítulos anteriores de los análisis con valores tomados de proyectos anteriores, donde se han realizado los mismos análisis que aquí se han planteado, pero en un eje ferroviario macizo.

A la vista de los resultados se comentarán las ventajas en la utilización de ejes ferroviarios huecos frente a los ejes ferroviarios macizos que se estaban empleando hasta la actualidad.

11.1.1 Eje ferroviario macizo

Primero se va a mostrar el resultado del análisis a fatiga realizado a un eje ferroviario macizo, donde se obtienen los siguientes valores y características:

Vida a fatiga: $10^{2,91}$ - $10^{8,1}$

Factor de seguridad: $n=1,57$

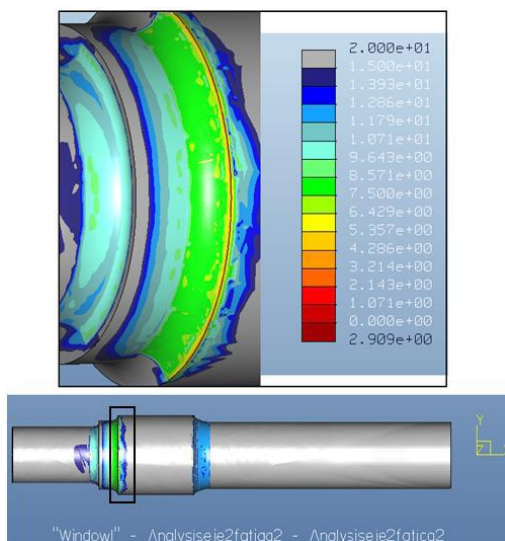


Ilustración 111: Vida a fatiga (eje macizo)

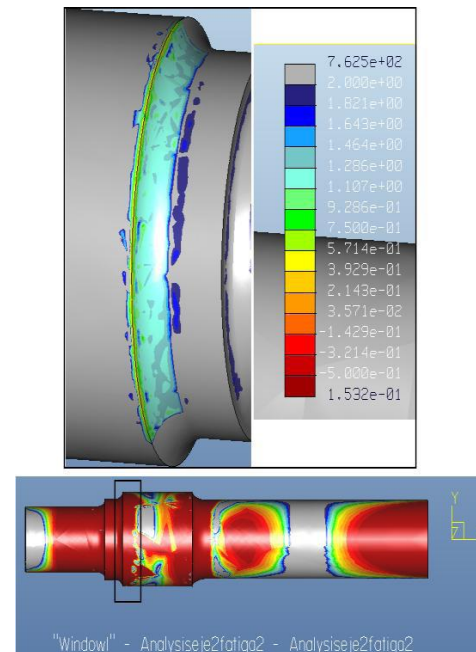


Ilustración 112: Factor de seguridad (eje macizo)

Este caso, tal y como se representa en las figuras anteriores, presenta un cambio brusco de sección en la arista. Esta zona se considera por tanto, una singularidad, y como es lógico presentará valores bajos de vida a fatiga y de factor de seguridad, y por tanto aguantará menos ciclos a fatiga. Según la figura anterior se obtiene un valor de vida a fatiga de $10^{2,91}$ ciclos.

Sin embargo, interesa conocer el valor de vida a fatiga representativo de la sección, por lo que se escoge una zona un tanto alejada de la arista (zona verde de la figura). En este caso, la vida a fatiga será de $10^{8.1}$ ciclos.

Por último, notar que el menor factor de seguridad obtenido es de $n=1.57$, el cual se corresponde con la zona de color azul claro representada en la figura anterior. En este caso también se ha obviado la arista en la cual se producen singularidades, como se ha indicado.

Suponiendo que el tren está en funcionamiento 10 horas cada día, se compara la vida a fatiga con los periodos de inspección, del mismo modo que se hizo en el análisis a fatiga del eje ferroviario hueco en el capítulo anterior:

$$N_f = 10^{8.1} \text{ ciclos} \approx 403 \text{ días}$$

Tabla 33: Intervalos de inspección para fatiga según la norma UNE-EN 13261 (eje macizo)

Intervalos de inspección		
km	días	N_f
125.000	138	ok
250.000	277	ok
500.000	555	x
750.000	833	x

Como se ve en la tabla, según el análisis de vida a fatiga realizado, el eje ferroviario pasaría al menos los dos primeros intervalos de inspección. Sin embargo, la vida a fatiga indica que el daño acumulado por los ciclos de carga aplicados ha alcanzado la unidad, lo que puede significar que antes de ese instante, haya aparecido ya una fisura detectable por los métodos de inspección no destructiva.

11.1.2 Eje ferroviario hueco

En este caso, estos valores se toman del capítulo anterior, donde se observa que el menor valor de vida a fatiga se obtiene en el mismo lugar que en el caso de un eje macizo, es decir, en el cambio de sección exterior que se da en el asiento de la rueda. Como se ha comentado anteriormente esta zona se considera una singularidad, y como es lógico presenta valores bajos de vida a fatiga y de factor de seguridad, y por tanto aguantará menos ciclos a fatiga. Según la ilustración se obtiene un valor de vida a fatiga de $10^{2.688}$ ciclos.

Vida a fatiga: $10^{2'688} - 10^{9'10405}$

Factor de seguridad: $n=1'98959$

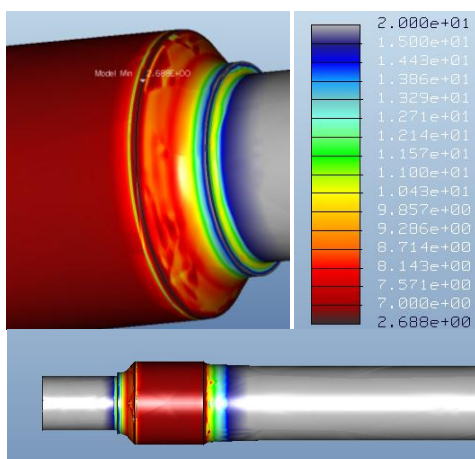


Ilustración 113: Vida a fatiga (eje hueco)

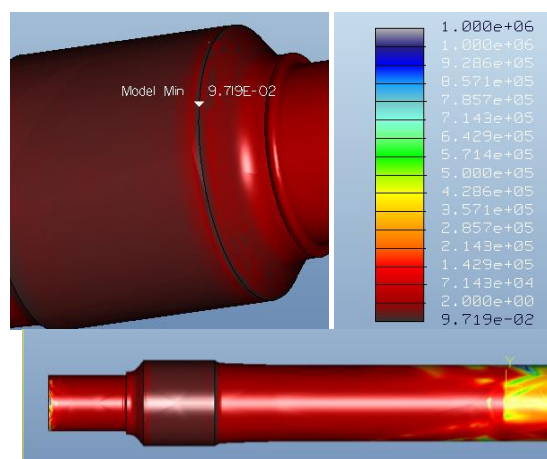


Ilustración 114: Factor de seguridad (eje hueco)

Sin embargo, y como ya se ha visto en el apartado anterior interesa conocer el valor de vida a fatiga representativo de la sección. En este caso, la vida a fatiga será de $10^{9'10405}$ ciclos.

En cuanto al factor de seguridad obtenido, éste tiene un valor de $n \approx 2$, el cual se corresponde con la zona de color azul claro representada en la figura anterior. En este caso también se ha obviado la arista en la cual se producen singularidades.

Se recuerda a continuación la vida a fatiga del eje ferroviario y los periodos de inspección.

$$N_f = 10^{9'104} \text{ ciclos} \approx 1.996 \text{ días}$$

Tabla 34: Intervalos de inspección para fatiga según la norma UNE-EN 13261 (eje hueco)

Intervalos de inspección		
km	días	N_f
125.000	138	ok
250.000	277	ok
500.000	555	ok
750.000	833	ok



Como se ve en la tabla, y ya se ha comentado en el capítulo anterior, según el análisis de vida a fatiga realizado, el eje ferroviario superaría todos los intervalos de inspección de manera amplia.

11.1.3 Comparativa resultados

A la vista de los resultados mostrados anteriormente se observa que los ejes ferroviarios huecos, a pesar de que en las singularidades los valores son más catastróficos, en el caso de los ejes ferroviarios huecos los valores de vida a fatiga y factor de seguridad son superiores a los que se encuentran en los análisis realizados a un eje ferroviario macizo. Esto lleva a la conclusión que los ejes ferroviarios huecos aguantan a fatiga más que los ejes ferroviarios macizos. Aunque bien es cierto que con la simulación realizada no se puede determinar si ha aparecido fisura o no en ninguno de los dos modelos.

11.2 Conclusiones

El objetivo principal del presente Proyecto fin de carrera ha sido el modelado y análisis de un eje ferroviario hueco empleando el software Pro-ENGINEER. Como se comentó al principio del mismo en el capítulo de objetivos. La finalidad del mismo es comparar los resultados obtenidos con un modelo de dimensiones dadas frente a un modelo de eje ferroviario macizo cuyos resultados se obtienen de trabajos previos.

También muy importante ha sido la familiarización con Pro-ENGINEER, un software de elementos finitos de reciente implantación en la universidad Carlos III.

Se había planteado mediante el uso de esta potente herramienta, el análisis de un eje, perteneciente a un vehículo ferroviario. Proyectos anteriores habían realizado un estudio estático de un eje simple y macizo, y habían estimado la vida a fatiga del mismo, realizando una comparativa de diversos parámetros del programa así como, la variación de aspectos geométricos o de parámetros propios del eje.

En este proyecto se ha estudiado un eje hueco, además, se han ido añadiendo otros elementos que lo complementan para evaluar y realizar lo análisis de manera que el eje se asimilará más a un modelo real. Para ello se han trabajado dentro del software con los módulos: **Estándar**, **Mechanica**, **Visualización de Resultados** y **Mecanismo**. Se han modelado y ensamblado las piezas, se han aplicado las cargas y restricciones oportunas y por último, se han sometido a análisis estáticos y de vida a fatiga.

Para los análisis estáticos se han realizado varias alternativas, ya que se encontraron numerosos problemas y errores a causa de los contactos entre los componentes del sistema mecánico estudiado, y de las cargas aplicadas en dichos contactos, pues el programa ha tenido dificultades para entender el apoyo de la rueda con el eje.

Las alternativas estudiadas han sido, por un lado, establecer contactos con el raíl con la curvatura original, y por otro lado, con un perfil cónico recto. Como estas



alternativas no han tenido resultados satisfactorios se procedió a suprimir el raíl y a establecer restricciones en el área de apoyo de la rueda, conocida como elipse de contacto, obteniéndose resultados aceptables.

Se ha tenido en cuenta que en el modelo real, el eje y la rueda se encuentran tensionadas debido a exigencias del montaje y por diferencia de temperaturas, por lo que se ha aplicado una precarga en ambos elementos para simular este estado.

Se obtuvo como solución óptima el caso en el cual el modelo estaba compuesto por el eje ferroviario hueco, donde las restricciones se encuentran situadas en dos puntos en el centro de la superficie de asiento de la rueda. A partir de dicha solución, se analizó nuevamente el eje realizando los análisis, tanto estáticos como a fatiga, de todas las opciones posibles, de manera que la que se toma como óptima es aquella que presenta la mayor precisión de los resultados a obtener. Para obtener estos resultados se tuvieron que realizar modificaciones en el cálculo y el refinamiento de la malla. Estos resultados de tensiones y desplazamientos fueron comparados con los límites establecidos por la norma y el límite elástico del material, y efectivamente dichos límites no fueron rebasados.

Una vez que se ha obtenido la solución más aceptable, se ha sometido el eje a un análisis de fatiga para estimar la vida y el factor de seguridad del mismo.

Entre los inconvenientes encontrados durante la ejecución de este proyecto, se menciona a los tiempos de ejecución de los análisis, que han resultado demasiado extensos, ya que los equipos de los que se disponen habitualmente a nivel de usuario (ordenadores personales o de los centros formativos), no constan de la suficiente capacidad de cálculo que requiere este software. Al final de la realización de este trabajo se cambió de equipo, notándose de manera considerable la disminución del tiempo en los análisis, variando los valores de horas a minutos.

En definitiva, los resultados se han comparado con estudios reales y se han discutido con el personal docente, llegando a la conclusión que estos guardan cierta similitud con la realidad. Por tanto, se puede catalogar como aceptable, el empleo de esta herramienta de trabajo para el desarrollo de estudios mecánicos de cualquier modelo.

Queda presente con la ejecución de este proyecto, que cada vez es mayor el peso que el uso de estos software va adquiriendo en la industria, como alternativa a la experimentación, lo que se traduce en una mayor eficiencia, tiempos menores y cómo no, ahorro económico.





Capítulo 12:

Propuestas de mejora y trabajos futuros





12 Propuestas de mejora y trabajos futuros

Como sucede en la mayoría de los casos, todo puede ser mejorado, algo que se tiene presente y que se demuestra con una serie de mejoras propuestas para el modelo estudiado.

El estudio del eje ferroviario está siendo objeto de numerosos proyectos, en un principio se comenzaron a analizar ejes simples para determinar la capacidad del programa obteniendo resultados de análisis estáticos y de fatiga. Con este proyecto se ha aumentado el nivel de dificultad introduciendo varios elementos y estableciendo contactos entre ellos, aparte de aportar un manual básico para el desarrollo de cualquier trabajo futuro. Por otro lado se ha estudiado a fatiga el eje para un estado tensional similar al caso real, es decir, se han tratado de simular las condiciones de contorno del sistema completo, en el estudio del eje.

La propuesta que se formula, es intentar obtener resultados aceptables, realizando las modificaciones oportunas, en aquellos casos en los cuales no se han obtenido los resultados deseados, como por ejemplo, el modelar las ruedas y el raíl para acercar más los datos al caso real. Respecto a esto, se propone para trabajos futuros el buscar una solución para poder resolver el problema que en este proyecto ha aparecido, el cual es que no ha sido posible aplicar la precarga generada por la rueda al eje para realizar el análisis estático.

Otra mejora posible, consiste en intentar crear a fatiga un estado tensional más similar al caso real, pudiendo ser zonas de estudio, el acople entre la rueda y el eje, incluso para poder realizar un análisis de las fisuras generadas en dichas superficies.

Otra posibilidad que se propone es el modelar una caja de grasa real y aplicar las condiciones de contorno oportunas sobre la misma.

También sería una posibilidad, que el eje estudiado fuera de tracción o que estuviera provisto de discos de frenos, lo cual implicaría que tendría cambios de sección adicionales, que podrían resultar ser más o menos críticos que los estudiados en este proyecto.

En definitiva, se pueden ir agregando más elementos al conjunto hasta conformar un bogie completo, y estudiar otros campos como pueden ser vibraciones mecánicas, debidas a los efectos de la suspensión o el propio rodaje, o incluso efectos térmicos, ocasionados por la acción del sistema de frenado.

También se han realizado proyectos en los que se ha realizado grietas y fisuras en los ejes y se ha realizado el estudio a fatiga, sin embargo no se ha realizado este estudio a ejes ferroviarios huecos, lo cual puede ser un estudio interesante.

En cuanto al programa utilizado, Pro-ENGINEER, se recomienda realizar un manual de uso completo, ya que se considera que es una buena herramienta de apoyo para aquellos usuarios que trabajen con Pro-ENGINEER y además sería un referente en el ámbito educativo, ya que son muy pocos los documentos que a modo de manual desarrollen este software.



En este proyecto se ha optado por definir de manera muy ilustrativa y detallada los contenidos incluidos en el mismo, para evitar la aparición de dudas y conseguir una comprensión rápida y precisa de cada proceso descrito.

Se reconoce que no se han descrito todas las posibilidades disponibles, ni incluso para los módulos tratados, ya que de lo contrario, tanto el trabajo como el documento se prolongarían demasiado para lo marcado en los objetivos del presente proyecto. Sin embargo, por medio de lo redactado se puede modelar, prácticamente, cualquier geometría por muy compleja que sea, y casi en su totalidad, las dadas en la ingeniería convencional. Además, se podría ejecutar y definir perfectamente un gran número de análisis, así como proceder a las diversas posibilidades de visualización de los resultados. En definitiva, describe paso a paso, como elaborar proyectos como el presente.



Capítulo 13:

Presupuesto general detallado



13 Presupuesto general detallado

13.1 Presupuesto general

Para la realización de este proyecto, se han tomado en cuenta una serie de herramientas. Estas herramientas, por mucho que estén disponibles en la facultad, conllevan un coste de utilización y de mantenimiento. Para poder hacer un presupuesto real y detallado con relación a las labores realizadas a lo largo de este proyecto, es necesario, en primer lugar, resaltar las fases del proyecto y el tiempo de consecución de cada una de las mismas.

A continuación se enumeran los procesos en los que se ha entrado en detalle como parte del proyecto:

1. Planteamiento de los objetivos del Proyecto fin de carrera (2 semanas):

En esta fase inicial, el trabajo tangible es prácticamente nulo. Consiste en un proceso de aproximación. Primero es necesario aproximarse al profesor, luego a la materia y por último, una vez entendido el concepto general y habiendo visto en qué punto se quedaron los proyectos anteriores, plantear los objetivos que se buscan conseguir.

2. Recogida de la información (5 semanas):

Esta fase es un complemento a la inicial. Tampoco se avanza de manera tangible pero si se hace en el plano conceptual. Este proceso consiste en documentarse sobre el tema en cuestión. Se ha accedido a publicaciones, artículos, páginas web orientadas a ejes ferroviarios huecos y, principalmente, a los proyectos fin de carrera previos, siendo estos los que más información y detalles han aportado.

3. Herramientas de modelado y simulación (9 semanas):

En esta fase del proceso se ha accedido al programa con el que se trabajó posteriormente. Los conocimientos de Pro-ENGINEER eran demasiado débiles como para afrontar el proyecto sin necesidad de refrescarlos y repasarlos. En este proceso se modela el eje y se procede a los análisis, contantemente modificando y midiendo parámetros.

4. Postprocesado (5 semanas):

Esta fase ha consistido en analizar los valores hallados en los análisis estáticos y a fatiga obtenidos por Pro-ENGINEER. Se han exportado dichos valores y posteriormente se han representado de manera gráfica para ver de modo más visual los efectos medidos.

5. Análisis y comparación de resultados (5 semanas):

Esta fase ha sido quizá la más importante de todo el desarrollo del presente proyecto. Ha consistido en analizar y evaluar los valores obtenidos y compararlos con los valores obtenidos en proyectos previos. En esta fase es donde se han sacado las conclusiones y se ha procedido a la redacción de la presente memoria.

Tabla 35: Línea temporal del proyecto

Fase	1	2	3	4	5
Duración (semanas)	1-2	2-7	7-16	16-21	21-26

13.2 Costes

Es expone a continuación un pequeño desglose de las actividades, equipos y personal que han sido utilizadas o han colaborado en la realización de este proyecto, detallándose con información económica y temporal, con objeto de ofrecer un presupuesto que pueda servir como indicador del coste del proyecto (Tabla 36).

El desglose de costes se ha dividido en cuatro grupos:

- 1. Personal:** Estimación del coste de todo el personal que ha intervenido en el proyecto. En este caso, como Ingeniero Senior, la directora del proyecto, Cristina Castejón Sisamón; y como Ingeniero, el autor del proyecto, María de los Ángeles Miguel Alcañiz.
- 2. Equipos:** Se estima la amortización del conjunto de equipos utilizados para la realización del proyecto: PC portátil y licencias de software Pro-ENGINEER y Office 2007.
- 3. Subcontratación:** Apartado en el que se desglosan todas las tareas que requieran de subcontratación a empresas externas. En este caso, todo ha sido sin llevar a cabo esta práctica, por lo que queda en blanco.
- 4. Resto de costes directos:** Se establece en este apartado los costes generales que faltan por detallar, tales como dietas, desplazamientos, material fungible, gastos de impresión de documentos...

Tabla 36: Desglose del presupuesto



UNIVERSIDAD CARLOS III DE MADRID
Escuela Politécnica Superior

PRESUPUESTO DEL PROYECTO

1.- Autor:

María de los Ángeles Miguel Alcañiz

2.- Departamento:

Ingeniería Mecánica

3.- Descripción del proyecto:

Título: Modelado y análisis por elementos finitos de un eje ferroviario hueco.

Duración (meses): 6

Tasa de costes indirectos: 20%

4.- Presupuesto Total del Proyecto (€):

22.789

5.- Desglose presupuestario (costes directos):

PERSONAL					
Apellidos y Nombre	N.I.F.	Categoría	Dedicación (hombres mes) ¹	Coste hombre mes	Coste (€)
Castejón Sisamón, Cristina		Ingeniero Senior	0'6	4.289'54	2.573'72
Miguel Alcañiz, María de los Ángeles		Ingeniero	5'4	2.694'39	14.549'71
		Hombres mes	6	Total	17.123'43

¹ 1 Hombre mes = 131'25 horas. Máximo anual de dedicación de 12 hombres mes (1.575 horas). Máximo anual para PDI de la Universidad Carlos III de Madrid de 8'8 hombres mes (1.155 horas).



EQUIPOS					
Descripción	Coste (€)	% Uso dedicado al proyecto	Dedicación (meses)	Periodo de depreciación	Coste imputable ²
PC portátil	799'90	100	6	40	119'99
Licencia Pro-ENGINEER	4.000'00	80	5	15	1.066'67
Licencia Office 2007	149'90	20	1	72	0'42
Total					1.187'07

SUBCONTRATACIÓN DE TAREAS		
Descripción	Empresa	Coste imputable
-		-
Total		0'00

OTROS COSTES DIRECTOS DEL PROYECTO ³		
Descripción	Empresa	Coste imputable
Gastos de material de oficina e impresión de documentos		380'00
Desplazamientos, dietas...		300'00
Total		680'00

² Fórmula de cálculo de la Amortización:

$$A/B \times C \times D$$
 A = nº de meses desde la fecha de facturación en que el equipo es utilizado
 B = periodo de depreciación (meses)
 C = coste del equipo (sin IVA)
 D = % del uso que se dedica al proyecto (habitualmente 100%)

³ Este capítulo de gastos incluye todos los gastos no contemplados en los conceptos anteriores, por ejemplo: fungibles, viajes, dietas, etc.



RESUMEN DE COSTES	
	Presupuesto Costes Totales
Personal	17.123
Amortización	1.187
Subcontratación de tareas	0
Costes de funcionamiento	680
Costes indirectos	3.798
	Total 22.789

El presupuesto total de este proyecto asciende a la cantidad de 22.789'00 €.

Leganés, 20 de Octubre de 2011

El ingeniero proyectista

Fdo. María de los Ángeles Miguel Alcañiz





Capítulo 14:

Bibliografía





14 Bibliografía

14.1 Libros y publicaciones

- [1] Zinkiewicz & Zhu. *The Superconvergent Patch Recovery and A Posteriori Error Estimates*. Part 1: The Recovery Technique. International Journal for Numerical Methods in Engineering. Vol. 33. p. 1331 (1992).
- [2] Simon Iwnicki. *Handbook of Railway Vehicle Dynamics*. Taylor & Francis Group, LLC. 2006.
- [3] Martín Escacena M., Fuentes Rojas M., Pérez Carrasco M. *Análisis de un conjunto ferroviario con Pro-ENGINEER*. Proyecto fin de carrera. Escuela Politécnica Superior de la Universidad Carlos III de Madrid. Leganés, 2011.
- [4] Sánchez Muñoz; Miguel. *Análisis a fatiga de un eje ferroviario de mercancías mediante el código Pro-ENGINEER*. Proyecto fin de carrera. Escuela Politécnica Superior de la Universidad Carlos III de Madrid. Leganés, 2011.
- [5] Marco Esteban; Eva. *Metodología para el análisis a fatiga mediante el código Pro-ENGINEER: Aplicación a un eje ferroviario*. Proyecto fin de carrera. Escuela Politécnica Superior de la Universidad Carlos III de Madrid. Leganés, 2011.
- [6] Álvarez Rodríguez; Julio. Apuntes de la asignatura *Ferrocarriles* (Ingeniería Industrial, Universidad Carlos III de Madrid, Leganés). Curso 2009-2010.
- [7] Olmeda Santamaría; Ester. Apuntes de la asignatura *Tecnología de máquinas* (Ingeniería Industrial, Universidad Carlos III de Madrid, Leganés). Curso 2009-2010.

14.2 Norma

- [8] Norma UNE-EN 13103:2010+A1:2011. *Aplicaciones ferroviarias. Ejes montados y bogies. Ejes portadores. Método de diseño*. Septiembre 2011.
- [9] Norma UNE-EN 13260:2010. *Aplicaciones ferroviarias. Ejes montados y bogies. Ejes montados. Requisitos de producto*. Febrero 2010.
- [10] Norma UNE-EN 13261:2009. *Aplicaciones ferroviarias. Ejes montados y bogies. Ejes. Requisitos de producto*. Diciembre 2009
- [11] N.T.C. MA 009 (Norma Técnica de Circulación). *Prescripciones técnicas del material rodante de alta velocidad*. Enero 2003.



14.3 Documentos electrónicos

- [12] <http://www.todotrenes.com> (última visita en octubre 2011)
- [13] [http://es.wikipedia.org/wiki/Eje_\(mecánica\)](http://es.wikipedia.org/wiki/Eje_(mecánica)) (última visita en octubre 2011)
- [14] http://es.wikipedia.org/wiki/Creo_Elements/Pro (última visita en marzo 2011)



Anexos:

Planos

